



**VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ**

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY

**FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

**ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO INŽENÝRSTVÍ**

INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

**NÁVRH OCHRANNÉHO RÁMU KABINY ROPS**

DESIGN OF THE ROPS PROTECTIVE FRAME

**DIPLOMOVÁ PRÁCE**

MASTER'S THESIS

**AUTOR PRÁCE**

AUTHOR

**Bc. Rostislav Zimek**

**VEDOUCÍ PRÁCE**

SUPERVISOR

**Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**

**BRNO 2019**

# Zadání diplomové práce

Ústav: Ústav automobilního a dopravního inženýrství  
Student: **Bc. Rostislav Zimek**  
Studijní program: Strojní inženýrství  
Studijní obor: Automobilní a dopravní inženýrství  
Vedoucí práce: **Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.**  
Akademický rok: 2018/19

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

## Návrh ochranného rámu kabiny ROPS

### Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Konstrukční návrh ochranného rámu kabiny ROPS, s cílem zachování životního prostoru posádky uvnitř kabiny v případě havárie vozidla převrácením. Zpracování analýzy rámu s ohledem na předpisy dle ČSN EN ISO 3471.

### Cíle diplomové práce:

Konstrukční návrh ochranného rámu ROPS.

Vytvoření výpočtového MKP modelu včetně upevnění na kabinu a rám vozidla.

Provedení napjatostně deformační analýzy rámu za podmínek homologační zkoušky dle předpisu ČSN EN ISO 3471.

Provedení modální analýzy rámu se zahrnutím hmoty přídavného zařízení.

Návrh mechanismu sklápění rámu ROPS ve stejném směru jako je montážní sklápění kabiny v případě oprav.

### Seznam doporučené literatury:

VLK, František. Dynamika motorových vozidel: jízdní odpory : hnací charakteristika : brzdění : odpruženost : řiditelnost, ovladatelnost : stabilita. Brno: VLK, 2000. ISBN 80-238-5273-6.

ČSN EN ISO 3471, Stroje pro zemní práce - Ochranné konstrukce chránící při převrácení - Požadavky na laboratorní zkoušky a provedení. 2008. 1. Praha: Český normalizační institut.

STOCKTON, A. D., D. H. O NEILL and C. J. HAMPSON. 2002. Methods for optimising the effectiveness of roll-over protective systems. 1. Caerphilly: HSE Books.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2018/19

V Brně, dne

L. S.

---

prof. Ing. Josef Štětina, Ph.D.  
ředitel ústavu

---

doc. Ing. Jaroslav Katolický, Ph.D.  
děkan fakulty

## ABSTRAKT

Tato diplomová práce se zabývá návrhem ochranného rámu chránícího posádku při převrácení (ROPS). Vytvoření výpočtového modelu, za účelem provedení napjatostně deformační analýzy rámu za podmínek homologační zkoušky. Provedení modální analýzy se zahrnutím hmoty přídatného zařízení. Návrh ochranného rámu je koncipován tak, aby mohl být podroben destrukční zkoušce podle normy ČSN EN ISO 3471. Pevnostní i modální analýza byla provedena pomocí metody konečných prvků (MKP). Diplomová práce probíhala ve spolupráci se společností Tatra Truck a.s.

## KLÍČOVÁ SLOVA

Tatra Pheonix, ochranná konstrukce, pevnostní analýza, modální analýza, metoda konečných prvků (MKP), ROPS

## ABSTRACT

This thesis deals with the design of the protective frame protecting occupants in rollover (ROPS). The creation of the calculation model, in order to perform a stress-strain analysis of the frame under the conditions of the homologation test. Execution modal analysis with the inclusion of the mass of the auxiliary device. A motion for a protective frame is designed so that it can be subjected to destructive test according to standards ČSN EN ISO 3471. The strength and modal analysis was carried out using the finite element method (FEM). The diploma thesis was conducted in cooperation with the company, the Tatra Truck a.s.

## KEYWORDS

Tatra Pheonix, protective structure, durability analysis, modal analysis, Finite Element Method (FEM), ROPS



## BIBLIOGRAFICKÁ CITACE

ZIMEK, Rostislav. *Návrh ochranného rámu kabiny ROPS*. Brno, 2019. Dostupné také z: <https://www.vutbr.cz/studenti/zav-prace/detail/117097>. Diplomová práce. Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, Ústav automobilního a dopravního inženýrství. 47 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Přemysl Pokorný, Ph.D.

## ČESTNÉ PROHLÁŠENÍ

Prohlašuji, že tato práce je mým původním dílem, zpracoval jsem ji samostatně pod vedením pana Ing. Přemysla Pokorného, Ph.D. a s použitím literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne 24. května 2019

.....

Bc. Rostislav Zimek

## PODĚKOVÁNÍ

Rád bych poděkoval vedoucímu mé diplomové práce, panu Ing. Přemyslovi Pokornému Ph.D., za jeho cenné rady a pomoc během zpracování této diplomové práce. Děkuji také panu Ing. Jakubovi Machálkovi, za umožněnou spolupráci se společností Tatra Truck a.s. a za jeho cenné rady a připomínky. Mé díky patří také mým rodičům, přátelům a přítelkyni, za podporu během celého studia na vysoké škole.

## OBSAH

Úvod .....	9
1 Cíle práce .....	10
2 Společnost Tatra Truck a.s. ....	11
3 Rozbor předepsaných norem .....	12
3.1 Specifikace prostoru vymezujícího deformace .....	12
3.2 Ochranné konstrukce chránící před padajícími předměty .....	13
3.3 Ochranné konstrukce chránící při převrácení .....	14
3.4 Přehled současných rámu ROPS/FOPS .....	16
4 Návrh ochranné konstrukce .....	18
4.1 Základní technické parametry stroje .....	18
4.2 První návrh .....	19
5 Pevnostní analýza návrhu .....	24
5.1 Určení velikosti zatížení a energie .....	24
5.2 Umístění DLV do prostoru kabiny a rámu .....	25
5.3 Popis modelu, použité funkční náhrady a okrajové podmínky .....	26
5.4 Volba materiálu .....	31
5.5 Vyhodnocení prvního návrhu .....	31
6 Optimalizace návrhu .....	33
7 Pevnostní analýza optimalizovaného návrhu .....	35
7.1 Určení velikosti zatížení a energie optimalizovaného návrhu .....	35
7.2 Vyhodnocení optimalizovaného návrhu .....	35
7.3 Vyhodnocení zkoušky ROPS .....	38
8 Modální analýza .....	40
8.1 Postup modální analýzy .....	40
8.2 Výstupní hodnoty modální analýzy .....	41
Závěr .....	42
Použité informační zdroje .....	43
Seznam použitých zkratk a symbolů .....	45
Seznam použitých obrázků .....	46
Seznam příloh .....	47

## ÚVOD

Těžká vozidla, která se běžně používají v těžebních, zemědělských nebo stavebních oborech jsou zvláště citlivá na možnost převrácení. Bezpečnostní rámy ROPS (Roll-Over Protective Structures), jsou používány k zajištění ochrany posádky v případě nehody převrácení vozidla. Je však důležité si uvědomit, že ROPS nechrání operátora před vypadnutím. Což znamená, že bezpečnostní pásy jsou stále klíčovým bezpečnostním aspektem i při práci na strojích, které jsou vybaveny rámy ROPS.

Cílem této práce je návrh ochranného rámu, za podmínek provedení homologační zkoušky dle předpisu ČSN EN ISO 3471. Aby taková konstrukce mohla poskytnout přijatelnou ochranu, musí mít dostatečnou tuhost. Na druhou stranu musí mít i odpovídající pružnost, která bude schopná absorbovat část nebo většinu nárazové energie během převrácení.

Vzhledem k velikosti a hmotnosti může být certifikace rámu nákladným procesem. Proto se při navrhování využívá výpočetních programů, kde se pomocí simulace napodobuje reálná zkouška.

Návrh ochranného rámu ROPS byl navrhnout ve spolupráci se společností Tatra Truck a.s.

# 1 CÍLE PRÁCE

Cílem této práce je provedení návrhu ochranného rámu ROPS. Provedení pevnostní kontroly s ohledem na zachování životního prostoru posádky uvnitř kabiny v případě havárie. Dále provedení modální analýzy se zahrnutím hmoty přídavného zařízení. Provedení návrhu mechanismu sklápění rámu ve stejném směru, jako je montážní sklápění kabiny stroje.

## POŽADAVKY

- Provedení konstrukčního návrhu ochranného rámu kabiny ROPS.
- Provedení pevnostní analýzy rámu, včetně upevnění s ohledem na předpisy dle normy ČSN EN ISO 3471.
- Provedení modální analýzy rámu, včetně přídavného zařízení.
- Z objektivních důvodů a po dohodě se zástupci společnosti Tatra Truck a.s. a vedoucím diplomové práce, není provedení návrhu mechanismu sklápění rámu ROPS zahrnuto mezi cíle práce.

## 2 SPOLEČNOST TATRA TRUCK A.S.

Kopřivnická automobilka Tatra Truck a.s. která je známá pod značkou Tatra, se řadí mezi nejstarší automobilky světa, díky své nepřetržité činnosti, která je více než 120 let. Na základě nepřetržitého fungování, tak významně ovlivnila tuzemský, ale i zahraniční automobilový průmysl. Společnost byla založena roku 1850 podnikatelem Ignácem Šustalou, který se zprvu zabýval výrobou kočárů a bryček. Roku 1897, zde byl vyroben první osobní automobil Präsident. O rok později byla započata stavba prvních nákladních vozidel. Na rozdíl od osobních automobilů, kde byla výroba ukončena roku 1994, se nákladní automobily v Tatře vyrábí dodnes. [1]

V současné době se společnost Tatra Truck a.s. věnuje výrobě nákladních automobilů modelové řady Tatra Pheonix, FORCE, Tactic a výrobou podvozků, dle specifikace zákazníka. [1]



*Obr. 1 Tatra Pheonix EURO 6 PRÄSIDENT [1]*

### 3 ROZBOR PŘEDEPSANÝCH NOREM

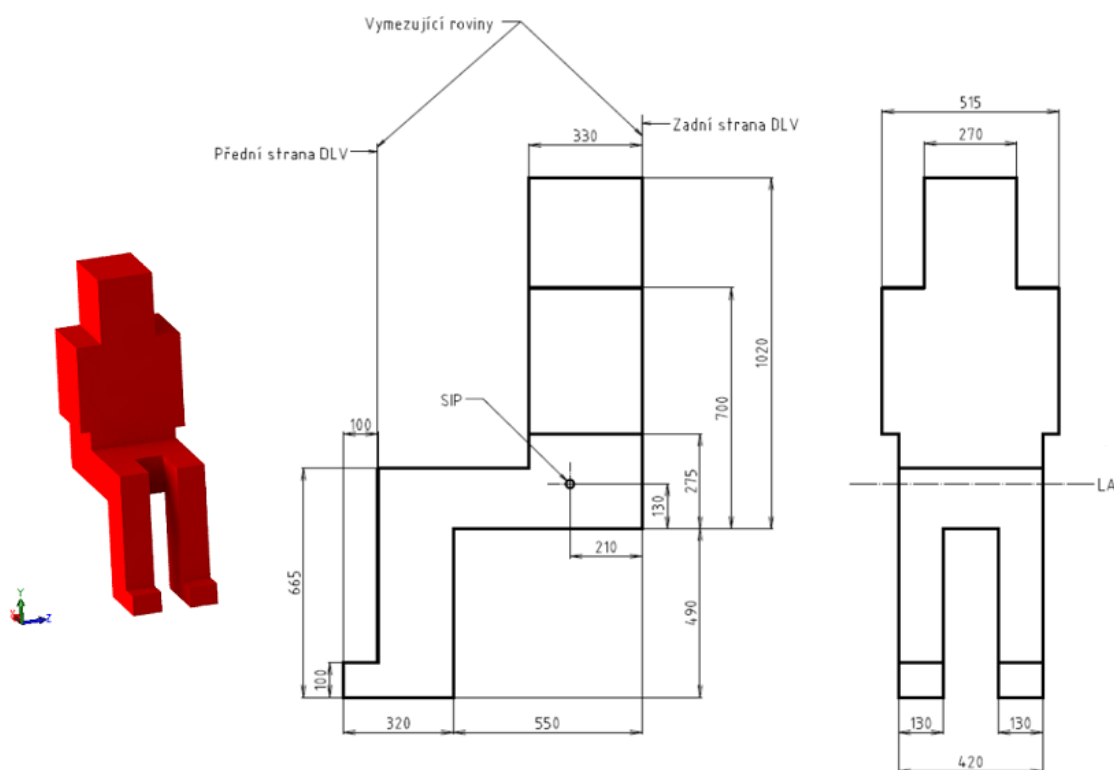
Při provozu zařízení v důlních, stavebních nebo lesních prostředí je bezpečnost považována za nejvyšší prioritu. Provozovatelé vozidel jsou v takto nebezpečném prostředí vystaveni neustálému riziku padajících předmětů nebo převrácení vozidla. Bez správné ochrany mohou tyto nehody způsobit vážná zranění nebo i smrt. [2]

Konstrukce kabiny nebo rámu, proto musí zajistit dostatečnou ochranu a výhled. Ochranný rám nebo kabina stroje, musí být podrobena destrukčním zkouškám, podle definice předepsaných norem a jejich souvisejících částí. Jsou to normy ČSN EN ISO 3164 (277538) – Specifikace prostoru vymezující deformace [3], ČSN EN ISO 3449 (277534) – Ochranné konstrukce chránící před padajícími předměty [4], ČSN EN ISO 3471 (277535) – Ochranné konstrukce chránící při převrácení [5].

#### 3.1 SPECIFIKACE PROSTORU VYMEZUJÍCÍHO DEFORMACE

Následující popis zkoušky vychází z normy ČSN EN ISO 3164 (277538). [3]

Daná norma specifikuje prostor vymezující deformaci DLV (Deflection-Limiting Volume). Je používána při laboratorních hodnocení konstrukcí, které slouží jako ochrana pro obsluhu strojů pro zemní práci. Kde umístění ustavovací osy (LA), slouží k ustavení DLV vzhledem k vztažnému bodu sedadla (SIP).



Obr. 2 Prostor vymezující deformace [3]



## 3.2 OCHRANNÉ KONSTRUKCE CHRÁNÍCÍ PŘED PADAJÍCÍMI PŘEDMĚTY

Následující popis zkoušky vychází z normy ČSN EN ISO 3449 (277534). [4]

Konstrukce FOPS (Falling-Object Protective Structure) slouží jako přiměřená ochrana obsluhy před padajícími předměty, mohou to být například kameny nebo stromy.

Samotná zkouška je prováděna pomocí zkušebního tělesa, které je spuštěné volným pádem na plochu konstrukce, která je vymezena normou. Pro ochranu před nárazem jsou definovány dvě úrovně kritérií, které závisí na stroji a jeho použití.

- **OCHRANA PŘED NÁRAZEM ÚROVNĚ I:** ochrana před nárazem je provedena kulatým zkušebním tělesem, které padá z dostatečné výšky k vyvinutí energie 1 360 J.
- **OCHRANA PŘED NÁRAZEM ÚROVNĚ II:** ochrana před nárazem je provedena válcovým zkušebním tělesem padajícím ze vzdálenosti, která vyvine energii 11 600 J.

### 3.2.1 POSTUP ZKOUŠKY ZATĚŽOVÁNÍ

Je nutné, aby postup zkoušky byl proveden následujícím způsobem.

#### OCHRANNÁ KONSTRUKCE FOPS

- a) Zkušební těleso je umístěno do horní části prezentovaného vzorku, pro úroveň II malým koncem dolů k místu kontaktu. Místo nárazu musí být uvnitř svislého průmětu nejhořejší plochy DLV nebo se jej dotýkat. V případě určení oblasti dopadu zkušební tělesa je vždy nutné, aby náraz způsobil co největší deformaci.
- b) Podle toho o jaký typ konstrukce FOPS se jedná (úroveň I, úroveň II) je zkušební těleso zdviženo do výšky nad místo, které je určeno normou.
- c) Zkušební těleso je uvolněno tak, aby na ochranou konstrukci FOPS dopadalo bez překážky.

#### INTEGROVANÁ KONSTRUKCE FOPS/ROPS

Je-li v případě integrované konstrukce FOPS/ROPS použita stejná konstrukce, je nutné, aby zkouška FOPS předcházela zkoušce ROPS. Pokud dojde po nárazu k promáčknutí, výměna krytu ochranné konstrukce FOPS je dovolena.

### 3.2.2 POŽADAVKY NA PROVEDENÍ

Konstrukce FOPS musí pokrýt a přesáhnout svislý průmět DLV. V důsledku nárazu zkušební tělesa na ochrannou konstrukci, nesmí žádná část konstrukce vniknout do prostoru DLV. Pokud dojde k vniknutí konstrukce do prostoru DLV, je tato konstrukce považována jako nevyhovující této zkoušce.

Vedle rázových požadavků musí materiál ochranné konstrukce zajistit i odolnost proti křehkému lomu. Použité nosné šrouby musí mít vlastnosti pevnostní třídy, které jsou předepsané normou.

### 3.3 OCHRANNÉ KONSTRUKCE CHRÁNÍCÍ PŘI PŘEVŘÁCENÍ

Následující popis zkoušky vychází z normy ČSN EN ISO 3471 (277535). [5]

Ochranná konstrukce ROPS (Roll-Over Protective Structure) je konstrukčním prvkem, jehož funkcí je zmenšit možnost stlačení připoutané osoby v sedadle, v případě převrácení stroje. Laboratorní zkouška musí splnit všeobecné požadavky na zkušební zařízení. Mezi ně patří odolnost proti síle v bočním, svislém, podélném směru a schopnost absorbovat energii v bočním směru.

ROPS jsou navrženy a certifikovány tak, aby vydržely pouze jediné převrácení. Proto je nutné, aby poškozená konstrukce byla následně vyměněna. Upínací zařízení je nutno upevnit odpovídajícím zajištěním k základové desce. Okna, dveře a další části konstrukce, které nejsou nosné, musí být demontovány ze zkušebního zařízení, aby neovlivnily výsledek zkoušky.

#### 3.3.1 POSTUP ZKOUŠKY ZATĚŽOVÁNÍ

Aby bylo možné prezentovanou konstrukci označit jako ROPS je nutné, aby byly při zkoušce dodrženy určité zásady.

##### VŠEOBECNÍ POŽADAVKY

- Všechny LAP (bod přenosu zatížení) a hodnoty zatížení, musí být stanoveny ještě před aplikováním jakéhokoliv zatížení.
- Je nutné, aby zatížení bylo provedeno ve správném pořadí.
- Během zkoušky není možná oprava, ani zpětné narovnání konstrukce.
- Při zatížení může být použito LDD (zařízení pro rozložení síly), které se používá k zabránění lokálnímu průniku do konstrukce.

##### BOČNÍ ZATĚŽOVÁNÍ

- Pro konstrukce s více než dvěma sloupky musí být LAP umístěn mezi přední a zadní hraniční rovinou DLV.
- V případě, kde je sedadlo operátora umístěno mimo podélnou osu stroje, je nutné, aby boční zatížení působilo na vnější straně boční konstrukce blíže k sedadlu.
- Směr počáteční zátěže musí být vodorovný a kolmý k rovině, která prochází podélnou osou stroje.
- Zatížení lze považovat za statické pouze v případě, že rychlost výchylky není větší než  $5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- Maximální hodnota přírůstku výchylky zatížení je 15 mm.
- Zatížení je aplikováno do doby, dokud není dosažena potřebná síla a energie.

##### SVISLÉ ZATĚŽOVÁNÍ

- Následuje po ukončení bočního zatížení.
- Zatížení musí být umístěno v horní části a kolmo k podélné ose konstrukce, stanovené před deformací z bočního zatížení.

- Pokud zatížení působí symetricky s podélnou osou ROPS, aplikace způsobu rozložení zatížení je bez dalšího omezení.
- Aby zatěžování bylo považováno za statické, musí být rychlost výchylky menší než  $5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ .
- Zatížení působí po dobu 5 minut nebo dokud nedojde k jakékoliv deformaci, která by ukončila zkoušku.

### PODÉLNÉ ZATĚŽOVÁNÍ

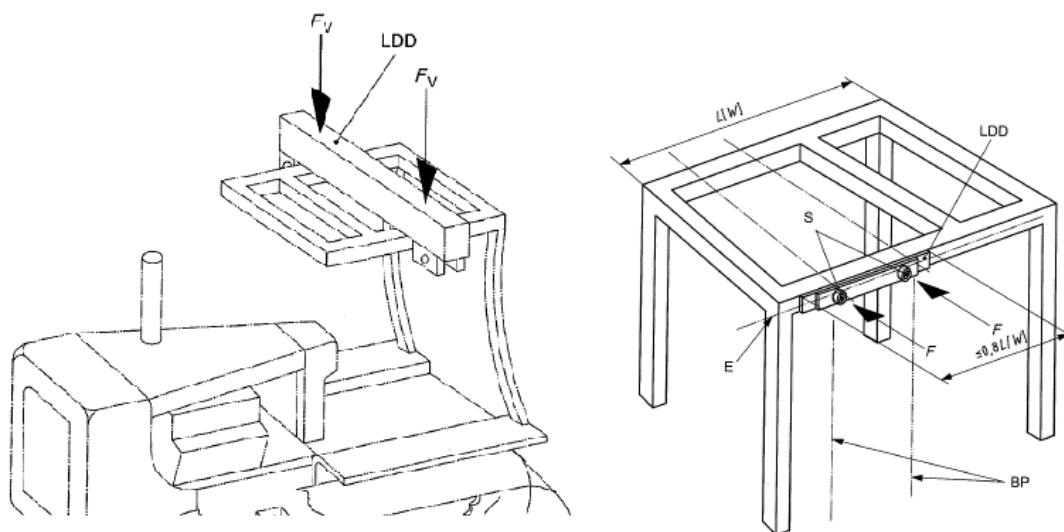
- Podélné zatížení musí být aplikováno po dokončení svislého zatížení.
- Zatížení musí být umístěno na horní části konstrukce kolem podélné osy ROPS.
- Směr zatížení (zepředu nebo zezadu) je zvolen tak, aby reprezentační vzorek byl vystaven nejnáročnějším požadavkům. Další faktory, které se berou v úvahu při výběru směru přenosu zatížení jsou:
  - poloha ROPS vzhledem k DLV;
  - charakteristika stroje;
  - zkušenosti, které mohou naznačit skutečné překlopení;
- Zatížení lze považovat za statické pouze v případě, že rychlost výchylky není větší než  $5 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ .

### 3.3.2 KRITÉRIA NA MATERIÁLU

Konstrukční prvky ROPS musí být vyrobeny z ocelí, které splňují nebo překračují jednu z rázových pevností Charpyho zkušební tyče s V-vrubem. Použité nosné šrouby a matice musí být z předepsané pevnostní třídy.

### 3.3.3 KRITÉRIA PRO SCHVALOVÁNÍ

- Všechny požadované hodnoty energie a síly, musí být dosaženy nebo překročeny.
- Síly a energie při bočním zatížení nemusí být dosaženo současně.
- Žádná část ROPS nemůže v průběhu zkoušky vniknout do DLV.



Obr. 3 Příklady zatížené konstrukce [5]

### 3.4 PŘEHLED SOUČASNÝCH RÁMŮ ROPS/FOPS

Obecně platí, že ochranný rám je ocelová konstrukce, která obklopuje prostor kabiny stroje. U nákladních automobilů jsou stávající trendy ROPS/FOPS trochu odlišné. Vozidla, která mají možnost odklápění kabiny, mají zpravidla ochranný rám umístěný v zadní části za kabinou (Obr. 4). V závislosti na stroji, může být rám instalován jako standartní bezpečnostní prvek ve výrobním závodě nebo jako přídavné zařízení stroje.



*Obr. 4 Ochranný rám společnosti KOBIT s.r.o. a firmy CANTONI & C. S.p.A. [6] [7]*

#### **KOBIT S.R.O.**

Nákladní automobil Tatra Pheonix využívá pro ochranu posádky ochranný rám od české společnosti KOBIT s.r.o. Rám lze kombinovat s ROPS i FOPS ochranou. Z důvodu montážního sklápění kabiny, je rám složen ze dvou hlavních částí. Z pevné a odklápěcí části. Pevná část konstrukce je uchycena k rámu podvozku. Odklápěcí rám je pomocí čepů uchycen v horní části pevné konstrukce. Odklápění a zajištění je provedeno pomocí hydromotorů. [8]

#### **CANTONI & C S.P.A.**

Mezi další výrobce ochranných rámců patří italská firma CANTONI & C. S.p.A. Na Obr. 4 je vidět že, princip konstrukce je podobný, jako u předešlého rámu. I zde, je využito dvou hlavních částí konstrukce, pevné a odklápěcí. Odklápění a zajištění konstrukce je taktéž provedeno pomocí hydromotorů. [7]

#### **QMW INDUSTRIES**

Jedná se o australského lídra v oblasti certifikovaných bezpečnostních řešení a příslušenství strojů pro těžební, stavební, manipulační a přepravní průmysl. Mezi jejich produkty patří i široký výběr ochranných rámců ROPS/FOPS pro nákladní automobily, stroje a rypadla (Tab. 1). [9]

**PŘEHLED ZÁKLADNÍCH PARAMETRŮ**

V Tab. 1 je zobrazen přehled ochranných ráků od výše uvedených společností. Každá ochranná konstrukce splňuje kritéria zkoušky ROPS a FOPS, pro stroj s určitou maximální hmotností. Tyto hmotnosti jsou uvedeny v kolonce *Stroj*. Dále jsou zde uvedeny hmotnosti jednotlivých ráků a rozsah ochrany, kterou poskytují (ROPS, FOPS).

*Tab. 1 Přehled ochranných ráků [7] [8] [9]*

Společnost	Označení	Stroj [kg]	Rám [kg]	Odklápění	ROPS	FOPS
KOBIT	ROPS-H-P	17 500	515	✓	✓	✓
CANTONI	DEFENDER	17 000	600	✓	✓	✓
QMW	TITUS	12 001 – 19 000	800	✗	✓	✗
	ULTIMA	15 000	700	✗	✓	✗
	RAZER	12 000	—	✓	✓	✓
	SUPA CRUZA	10 001 – 12 000	600	✗	✓	✗
	CRUZA	5 501 – 10 000	500	✗	✓	✗
	WELTA	3 601 – 5 500	350	✗	✓	✗
	BANTAM	3 600	200	✗	✓	✗

## 4 NÁVRH OCHRANNÉ KONSTRUKCE

Cílem této práce bylo vypracování ochranné konstrukce ROPS, pro nákladní automobil společnosti Tatra Truck a.s. s modelovým označením Tatra Pheonix EURO 6. [1]

### 4.1 ZÁKLADNÍ TECHNICKÉ PARAMETRY STROJE

Následující parametry vychází z propagačních materiálů společnosti Tatra Truck a.s. [1]

#### VOZIDLO:

- Označení: T 158-8P6R65 10x10

#### KABINA:

- Označení: DUF CF euro6

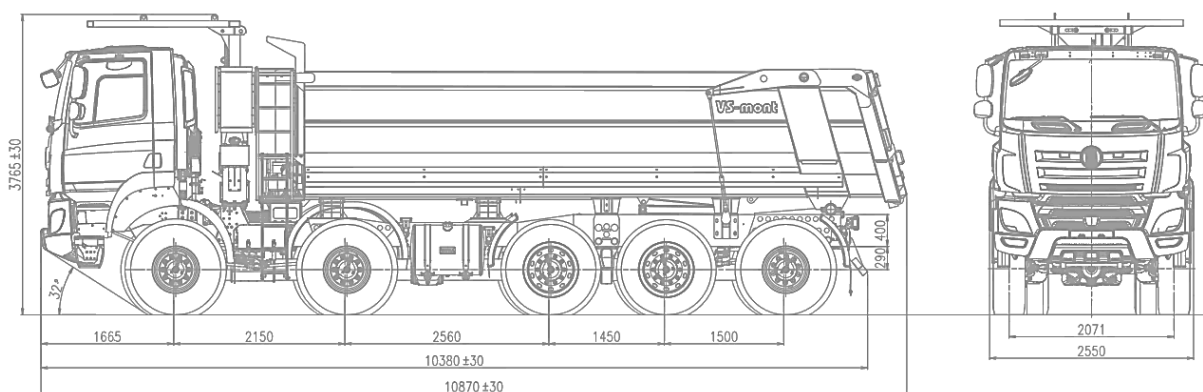
#### MOTOR:

- Typ: PACCAR MX-13 EURO 6
- Počet válců: 6
- Zdvihový objem válců: 12 900 cm<sup>3</sup>
- Čistý výkon: 375 kW/1450 min<sup>-1</sup>
- Čistý točivý moment: 2 500 Nm/1000-1420 min<sup>-1</sup>

#### HMOTNOST:

- Pohotovostní: 22 500 kg
- Užitečné zařízení: 37 500 kg
- Celková hmotnost: 60 000 kg
- Maximální zatížená předních náprav: 2 x 9 000 kg
- Maximální zatížení zadních: 2 x 16 000 + 10 000 kg

#### ZÁKLADNÍ ROZMĚRY STROJE:

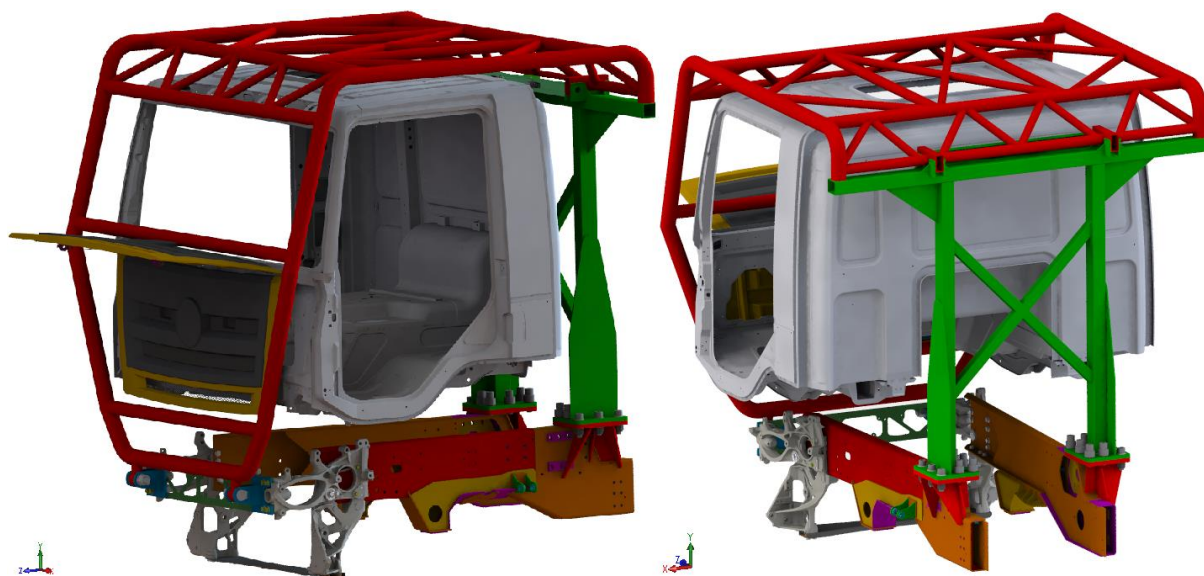


Obr. 5 Základní rozměry stroje, včetně korby a ROPS/FOPS rámu [1]

## 4.2 PRVNÍ NÁVRH

Na ochranou konstrukci jsou kladeny dvě hlavní kritéria. Prvním požadavkem je dostatečná tuhost rámu, díky které nedojde k narušení prostoru posádky. Druhým nárokem je dosažení dostatečné úrovně pružnosti konstrukce tak, aby mohlo dojít k částečnému nebo úplnému absorbování nárazové energie, během převrácení.

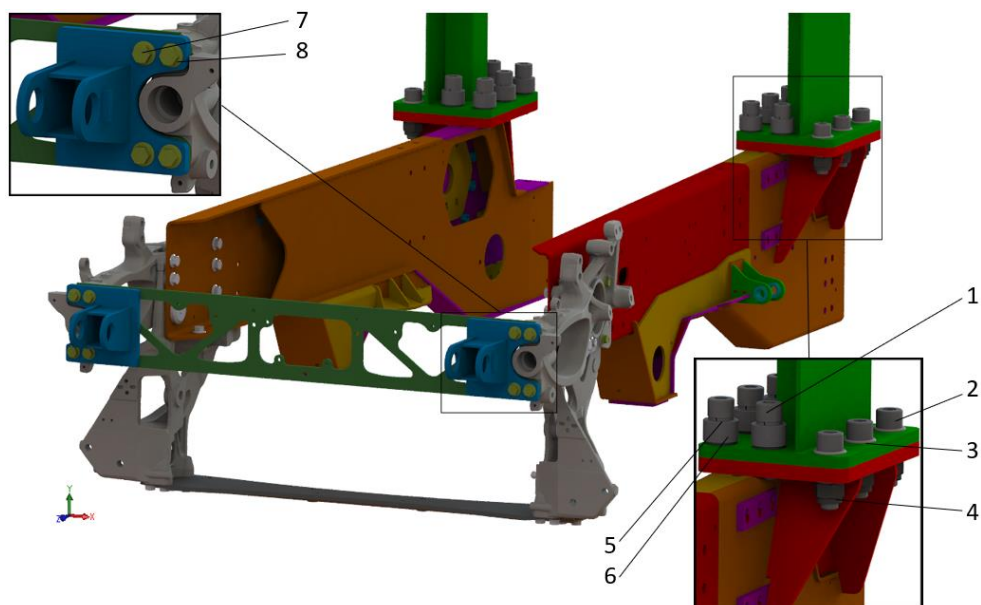
Na rozdíl od klasických typů ROPS (viz kap. 3.4), se jedná o čtyř-sloupkovou konstrukci. Při návrhu konstrukce bylo vycházeno z dodaných 3D modelů od společnosti Tatra Truck a.s. Prvotní návrh byl vytvořen pomocí programu SolidWorks 2016.



Obr. 6 Model prvního návrhu ROPS, včetně kabiny a části rámu stroje

### 4.2.1 UCHYCENÍ OCHRANNÉ KONSTRUKCE

Uchycení zadní části konstrukce bylo provedeno na rámu podvozku za uložení kabiny (Obr. 7). Vnější strana uchycení, byla provedena pomocí šroubů M24x90 (Obr. 7 poz.1), které byly zajištěny maticemi M24 (Obr. 7 poz.4) s použitím podložek (Obr. 7 poz.3). Vzhledem k omezenému prostoru na vnitřní straně úchytu, zde byly použity šrouby M24x85 (Obr. 7 poz.2) s pružnou (Obr. 7 poz.5) a vymezující podložkou (Obr. 7 poz.6). Po konzultaci se zástupci Tatra Truck a.s., bylo rozhodnuto o uchycení předních chytů do předních odlitků, které jsou spojeny s hlavním nosným rámem podvozku. Tento bod uchycení, vyžaduje zásah do kabiny stroje. Spoj byl proveden pomocí šroubů M16x65 (Obr. 7 poz.7) a pružných podložek (Obr. 7 poz.8). Všechny použité upevňující prvky jsou metrické a splňují kritérium pevnostní třídy 8.8 v souladu s ISO 898-1.



Obr. 7 Část rámu podvozku a uchycení přední a zadní části ochranné konstrukce

#### 4.2.2 KONSTRUKCE RÁMU

Celková konstrukce se skládá z jedné pohyblivé části (přední rám) a třech pevně uchycených částí konstrukce (zadní rám a dva přední úchyty).

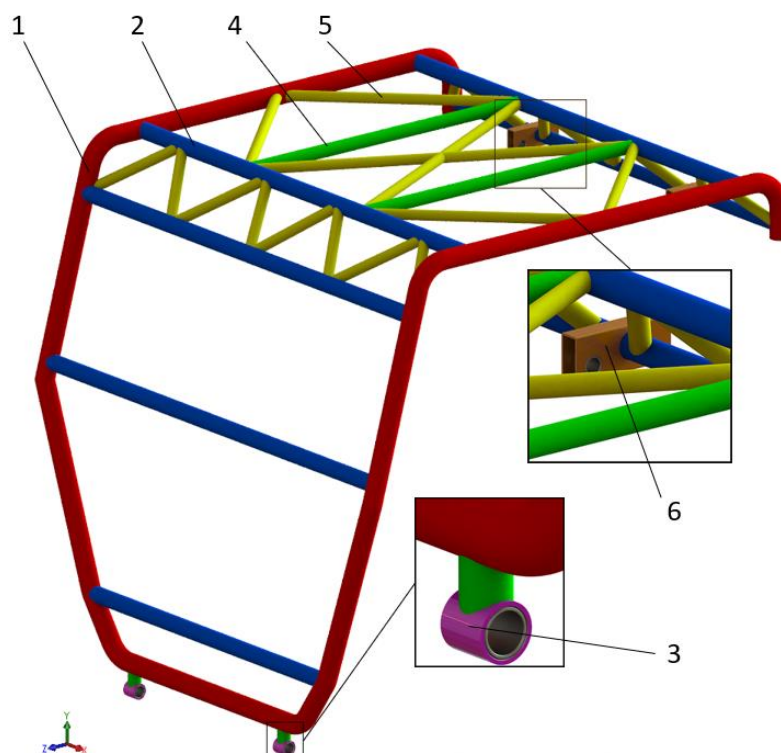
##### ZÁKLADNÍ PARAMETRY NÁVRHU

- šířka 2 400 mm
- výška 3 585 mm
- délka 2 500 mm
- hmotnost 478 kg

##### PŘEDNÍ RÁM

Přední rám je tvořen z velké části pomocí několika trubkových profilů. Na vnějších bočních stranách jsou hlavní nosné trubky (Obr. 8 poz.1), ke kterým jsou navařeny příčné trubky (Obr. 8 poz.2). Vzhledem k velkému předpokládanému zatížení v horní části konstrukce, zde bylo použito zavětrování tvořící trojúhelníkové oblasti. V přední části byl kladen důraz na co nejmenší omezení výhledu obsluhy stroje a omezení prostoru odklápění kapoty a světel. V zadní části konstrukce je zobrazen čtvercový profil (Obr. 8 poz.6), který slouží k uložení rámu. Uvnitř je navařen trubkový profil, ve kterém je nalisováno kluzné pouzdro A30/40x50 KOA [10] (Obr. 8), z důvodu lepšího vedení čepu. Vzhledem k předpokládanému odklápění, jsou ve spodní části konstrukce nalisována kluzná pouzdra A50/60x80 KOA [10] (Obr. 8), za účelem vytvoření kloubového spoje.



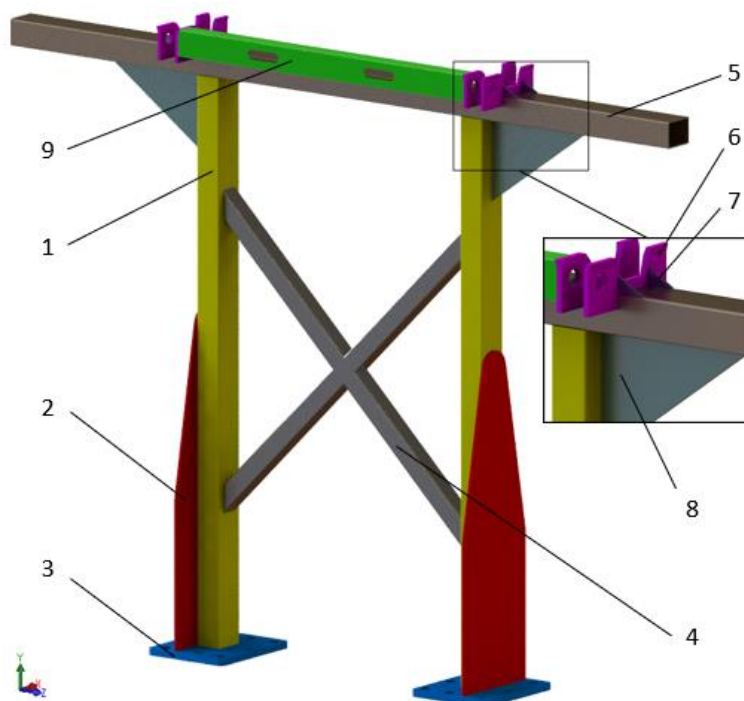


Pozice	1	2	3	4	5	Pozice	6
Trubkový profil [mm]	88,9x4	76,1x4	70x10	60,3x4	48,3x4	Obdélníkový profil [mm]	110x50x6

Obr. 8 Přední rám

## ZADNÍ RÁM

Zadní rám je tvořen pomocí silnostěnných profilů a plechů. Dominantní částí konstrukce jsou dva nosné obdélníkové profily (Obr. 9 poz.1), které jsou ve spodní části vyztuženy pomocí dvou bočních plechů (Obr. 9 poz.2). Celý zadní rám stojí na základních deskách (Obr. 9 poz.3), ty jsou v kontaktu s rámem podvozku stroje (Obr. 7). Střední část konstrukce se skládá ze tří čtvercových profilů tvořící kříž (Obr. 9 poz.4), který by měl zvýšit celkovou tuhost zadního rámu. V horní části konstrukce je navařen obdélníkový profil (Obr. 9 poz.5), který slouží jako dosedací plocha předního rámu. V horní oblasti spoje bylo použito neutrálního žebrování (Obr. 9 poz.8). Na Obr. 9 poz.6, je zobrazen detail dorazů, které slouží k zamezení bočních pohybů předního a zadního rámu, uloženého vůči sobě. Zobrazené otvory jsou zde kvůli uložení čepu, které slouží k zajištění pohybu.

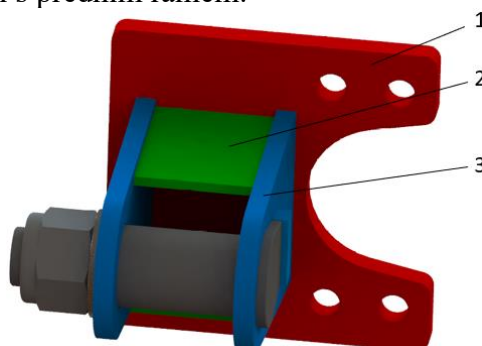


Pozice	1	4	5	Pozice	9
Čtvercový profil [mm]	100x80x5	60x60x4	100x80x4	nepr. U profil [mm]	80x70x50x3
Pozice	2	3	6	7	8
Tl. plech [mm]	10	20	12	8	8

Obr. 9 Zadní rám

### PŘEDNÍ CHYT

Přední chyty byly uchyceny k odlítkům (Obr. 7) v přední části podvozku stroje. Samotný chyt se skládá z hlavní desky (Obr. 10 poz.1), výztuh (Obr. 10 poz.3) a bočních plechů (Obr. 10 poz.2), které slouží k vedení a uložení předních čepů (Obr. 10 poz.4). Protáčení čepu bylo zamezeno pomocí tvarového styku s bočním plechem. Z druhé strany je čep pojištěn maticí M36 a podložkou (Obr. 10). Na pravém i levém chytu bylo pomocí daného čepu provedeno kloubové spojení s předním rámem.

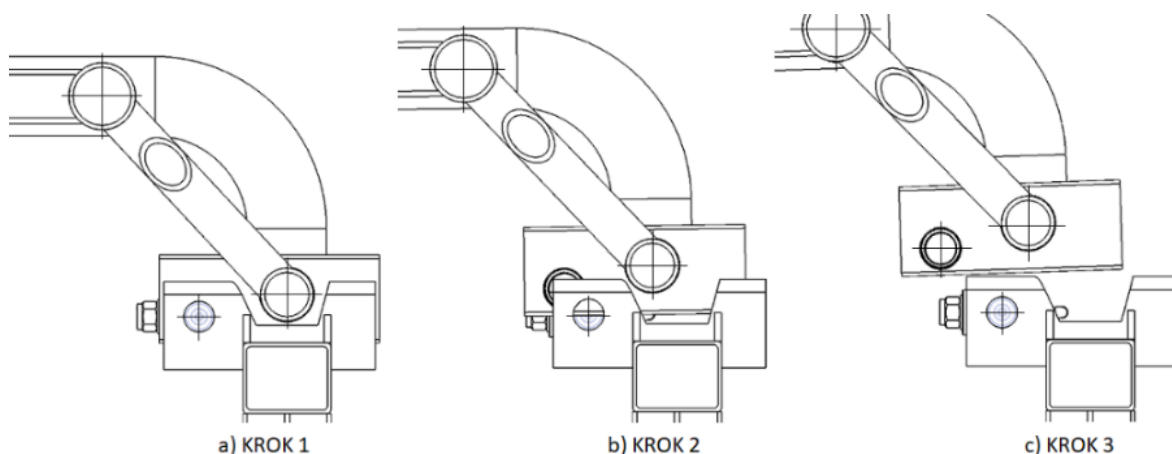


Pozice	1	2	3
Tl. plech [mm]	15	6	12

Obr. 10 Pravý přední chyt

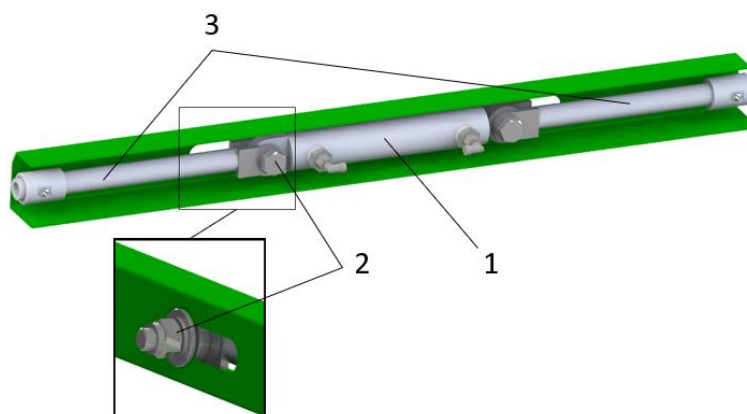
### 4.2.3 ODKLÁPĚNÍ A PRINCIP ZAJIŠTĚNÍ KONSTRUKCE

V případě odklápění rámu nesmí dojít k jakékoliv vzájemné kolizi. Na Obr. 11 je zobrazeno grafické schéma znázorňující pohyb předního rámu. Je zde vidět, že ke kolizi mezi zadním (pevným) a předním (odklápěcím) rámem nedojde.



Obr. 11 Schéma pohybu předního rámu

Zajištění předního a zadního rámu vůči sobě, bylo provedeno pomocí dvojčinného hydromotoru ZH1-50/25x150-K [11] (Obr. 12 poz.1), který je pomocí šroubů a podložek volně uložen ve vodících drážkách (Obr. 12 poz.2). V případě, kdy je třeba uzamčení rámu, píst hydromotoru vysouvá čepy oběma směry (Obr. 12 poz.3). Princip je takový, že jakmile jedna strana uložení dorazí na konec vodící drážky, uložení se zapře o stěnu a čep se začne vysouvat na druhou stranu, tím vznikne na obou stranách čepový spoj.



Obr. 12 Zajištění konstrukce

## 5 PEVNOSTNÍ ANALÝZA NÁVRHU

Pevnostní analýza konstrukce rámu, byla provedena pomocí metody konečných prvků (MKP), v angličtině Finite Element Method (FEM). Jedná se o numerickou metodu, kde je hlavním principem rozdělení řešeného tělesa na konečný počet oblastí.

Výpočet byl proveden v programu MSC MARC. Výhodou programu je široké nastavení výpočtu (více zátěžových stavů najednou), řešení nelineárních úloh a možnost zobrazení průběžných výsledků během výpočtu. Vzhledem k výskytu geometrické, materiálové a kontaktní nelinearity úlohy, je to nezbytný nástroj, pro dosažení kvalitních výsledků. Samotný výpočtový model byl vytvořen v programu NX-Ideas, který je předchůdcem nástrojů PLM Siemens NX.

### 5.1 URČENÍ VELIKOSTI ZATÍŽENÍ A ENERGIE

Hodnota zatěžujících sil a energie byla stanovena normou ČSN EN ISO 3471, velikost zatížení se odvíjí od maximální hmotnosti stroje doporučenou výrobcem  $M = 22\,500\text{ kg}$  a hmotnosti ROPS, která je  $m_{PN} = 478\text{ kg}$ .

Prezentovaná konstrukce rámu, musí během zatížení v bočním, svislém a podélném směru dosáhnout nebo překročit předepsaných hodnot. V případě bočního zatížení, je nutné dosáhnout nebo překročit hodnoty potřebné energie. Během zatížení nesmí dojít k narušení DLV. Na základě podobnosti stroje jsou rovnice pro výpočet zatížení a energie, odvozeny ze stanovené normy (viz kap. 3.3) dle specifikace Dampr s tuhým rámem – kritérium „vyjma sklápěcí korby“.

#### 5.1.1 VÝPOČET HMOTNOSTI STOJE

$$m_{11} = M + m_{PN}$$

$$m_{11} = 22\,500 + 478 \quad (1)$$

$$m_{11} = 22\,978\text{ kg}$$

#### 5.1.2 SÍLA BOČNÍHO ZATÍŽENÍ

$$F_{11} = 10 \cdot m_{PN}$$

$$F_{11} = 10 \cdot 22\,978 \quad (2)$$

$$F_{11} = 229\,780\text{ N}$$

#### 5.1.3 ENERGIE BOČNÍHO ZATÍŽENÍ

$$U_1 = 1,84 \cdot m_{PN}$$

$$U_1 = 1,84 \cdot 22\,978 \quad (3)$$

$$U_1 = 42\,279\text{ J}$$

#### 5.1.4 SÍLA SVISLÉHO ZATÍŽENÍ

$$F_{21} = 19,61 \cdot m_{PN}$$

$$F_{21} = 19,61 \cdot 22\,978 \quad (4)$$

$$F_{21} = 450\,599\,N$$

#### 5.1.5 SÍLA PODÉLNÉHO ZATÍŽENÍ

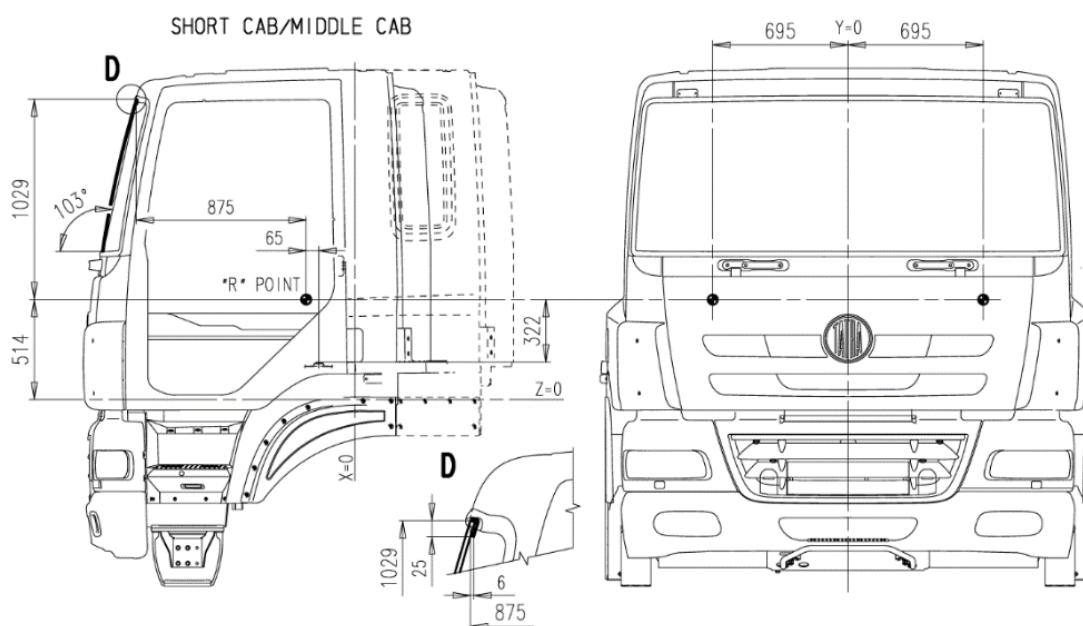
$$F_{31} = 8 \cdot m_{PN}$$

$$F_{31} = 8 \cdot 22\,978 \quad (5)$$

$$F_{31} = 183\,824\,N$$

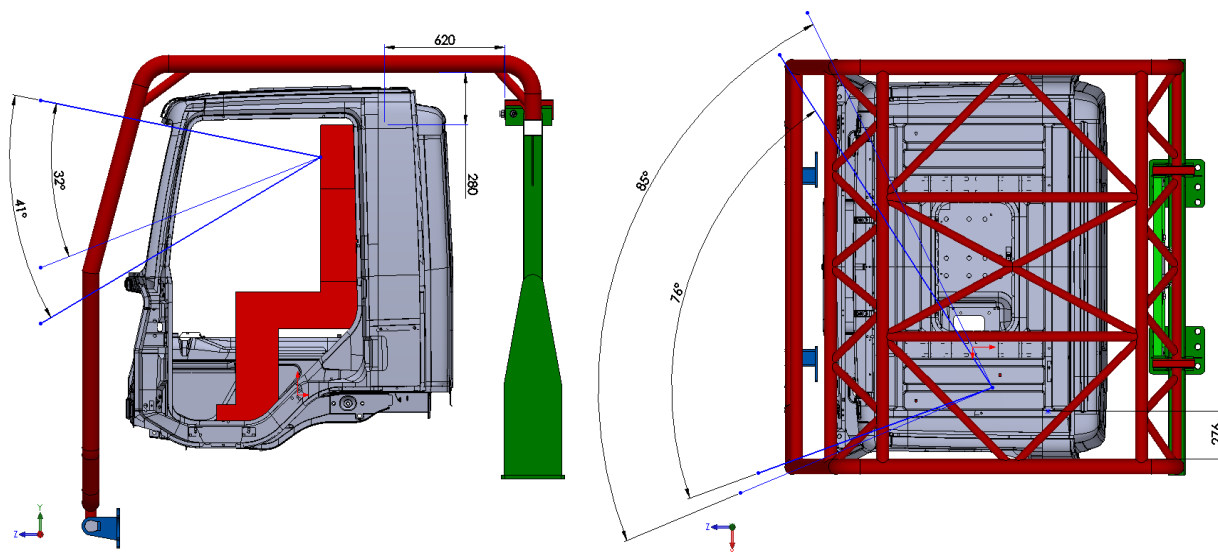
### 5.2 UMÍSTĚNÍ DLV DO PROSTORU KABINY A RÁMU

Vztažný bod sedadla SIP, nazývaný také „R“ nebo „H“ bod, specifikuje umístění DLV a umístění polohy obsluhující stroj. Umístění tohoto bodu je 695 mm od střední osy Y, 514 mm od osy Z a 875 mm od horního uchycení předního skla (Obr. 13). Norma ČSN EN ISO 3471 se nevztahuje na sedadlo instruktora nebo další jiná sedadla, určená pro ovládání příslušenství.



Obr. 13 Poloha bodu SIP [1]

Na základě umístění DLV v prostoru navržené konstrukce rámu, je maximální možná hodnota deformace rámu v bočním směru zatížení 276 mm, svislém směru to je 280 mm a podélném směru je to 620 mm. Při návrhu konstrukce došlo ke snížení zorného úhlu obsluhy stroje ve vertikální rovině z 41° na 32°. Taktéž v horizontální rovině došlo ke snížení zorného úhlu z 85° na 76°. Na boční straně nedošlo k žádnému omezení ve výhledu (Obr. 14).



Obr. 14 DLV v prostoru kabiny a rámu

### 5.3 POPIS MODELU, POUŽITÉ FUNKČNÍ NÁHRADY A OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Díky splnění podmínky, kdy tloušťka jednotlivých profilů je podstatně menší než ostatní rozměry, je výpočtový model vytvořen pomocí střednicových ploch. Proto je danou úlohu možné řešit pomocí skořepinového konečnoprvkového modelu s kombinací virtuálních a prutových prvků. Vzhledem k velké nelinearitě úlohy, byla u všech skořepinových a prutových prvků nastavena hodnota vrstev, se kterými program MSC MARC počítá na 11. Kvůli správnému průběhu výpočtu bylo nastaveno 12 00 kroků v průběhu zatížení  $t_1 = 1$  s, pro jeden zatěžující stav.

Tab. 2 Použité prvky a nastavení výpočtu prvního návrhu

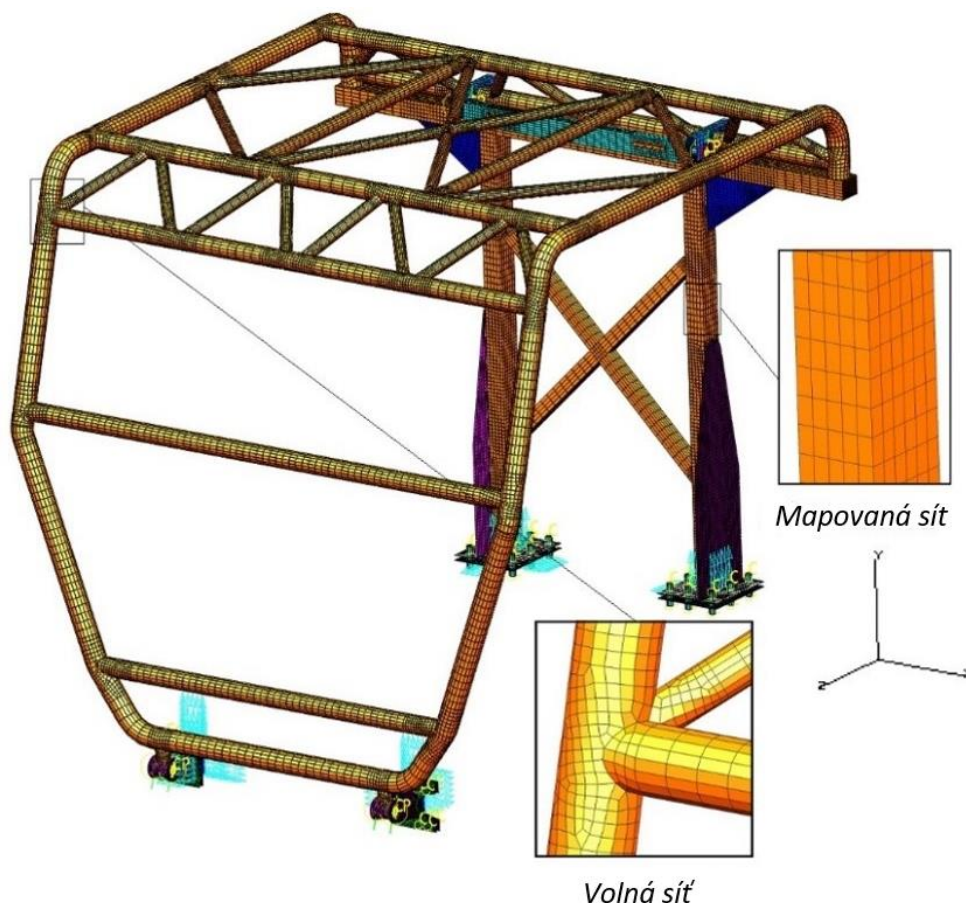
Název prvku	Počet
Thin Shell	58 613
Node	58 914
Constraint	64
Restraint	72
Beam	12
Couple DOF	8
GAP	4
Rigid	3
Nastavení výpočtu	
Počet kroků	12 00
Čas	1 s

#### 5.3.1 POPIS MODELU

Celkový ochranný rám se skládá ze třech hlavních částí konstrukce (viz kap. 4.2.2). Každá je tvořena samostatně pomocí střednicových ploch. V místech, kde je ochranná konstrukce uchycena, jsou vytvořeny zjednodušené části rámu stroje. U všech prvků je generována síť, skládající se z dvourozměrných čtyřuzlových elementů. Tyto elementy přenášející rovinou



napjatost, kterým je přiřazena tloušťka odpovídající skutečné hodnotě. U tvarově složitějších prvků je využito možnosti generování volné sítě (Obr. 15). Jednodušší plochy, byly vytvořeny pomocí mapované sítě (Obr. 15). U všech konstrukčních celků byla snaha o vytvoření sítě, skládající se z pravidelných čtyř uzlových prvků. Vzhledem k rozměru a tvaru konstrukce, bylo pro co nejpřesnější výsledek a optimální časovou náročnost, použito rozmezí velikosti elementů od 6 do 16 mm.



Obr. 15 MKP model s detailem volné a mapované sítě

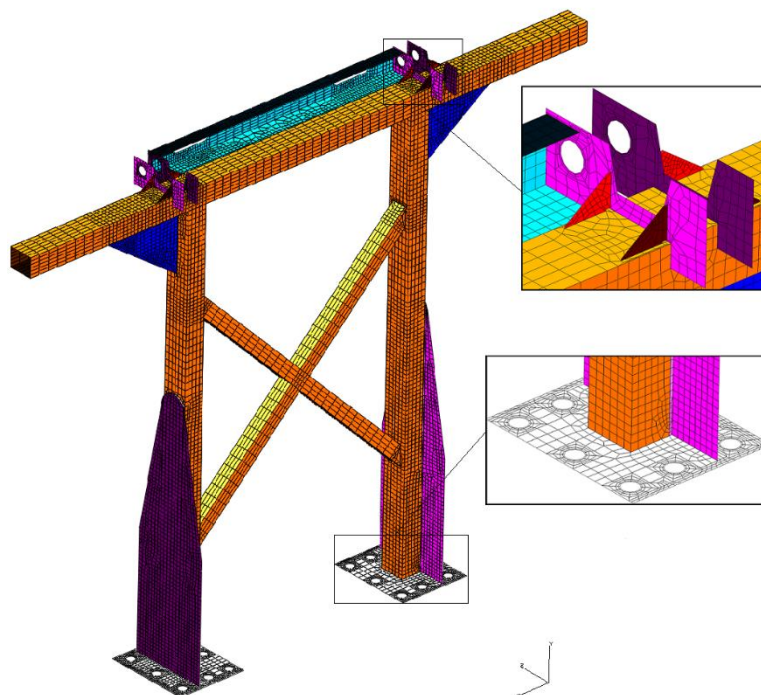
### PŘEDNÍ RÁM

Přední konstrukce je tvořena pomocí trubkových profilů, které vytváří styčnickové oblasti. Tyto oblasti, jsou zejména náročné na správné provedení a zhotovení kvalitní sítě. Vzhledem k tomu, bylo právě v oblasti styčníků aplikováno volné síťování. Na tvarově jednodušších plochách, jako jsou plochy mezi jednotlivými styčníky, bylo využito mapované sítě. Při tvorbě geometrie a generování sítě bylo využito symetrie konstrukce.

### ZADNÍ RÁM

Při tvorbě zadního rámu, byla věnována pozornost v oblasti spodní části rámu v místě základní desky. Kde kvůli správnému rozložení šroubů, bylo nutné rozdělit plochu desky. A to v oblasti otvorů, na tvarově vhodnější plochy, pro mapované síťování. Velká část zadního rámu, byla

tvořena pomocí mapované sítě. Oblasti se složitějším tvarem, jako jsou okolní plochy žebrování nebo oblasti mezi plochami s rozdílnou velikostí elementů, bylo aplikováno volné síťování.



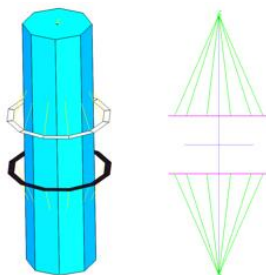
Obr. 16 Síť zadního rámu

### 5.3.2 POUŽITÉ FUNKČNÍ NÁHRADY

Svary a většina modelu je tvořena pomocí skořepinových prvků. Použité čepy a šrouby, byly vytvořeny pomocí funkčních náhrad.

#### NÁHRADA ŠROUBOVÉHO SPOJE

Nahrazení šroubového spoje (Obr. 17), bylo provedeno pomocí prutového prvku (Beam) a vazbami (Constraint). Aby náhrada jednotlivých prutů, co nejvíce odpovídala skutečnosti, bylo na ně aplikováno předpětí (Preload Bolt) 175 kN (M24) a 75,3 kN (M16). [12]

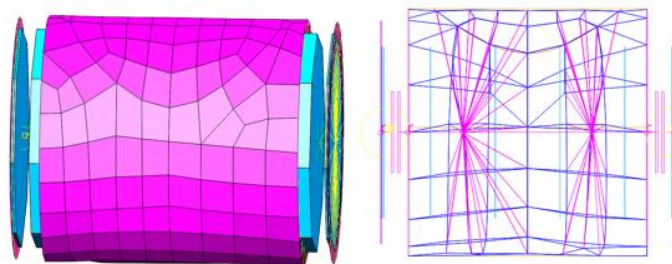


Obr. 17 Náhrada šroubového spoje

#### NÁHRADA ČEPOVÉHO SPOJE

Čepový spoj byl nahrazen pomocí prutové soustavy (Beam), vazeb (Constraint), vzájemných vazeb (Coupled DOF) a prvků pro vymezení vůlí (GAP) (Obr. 18).





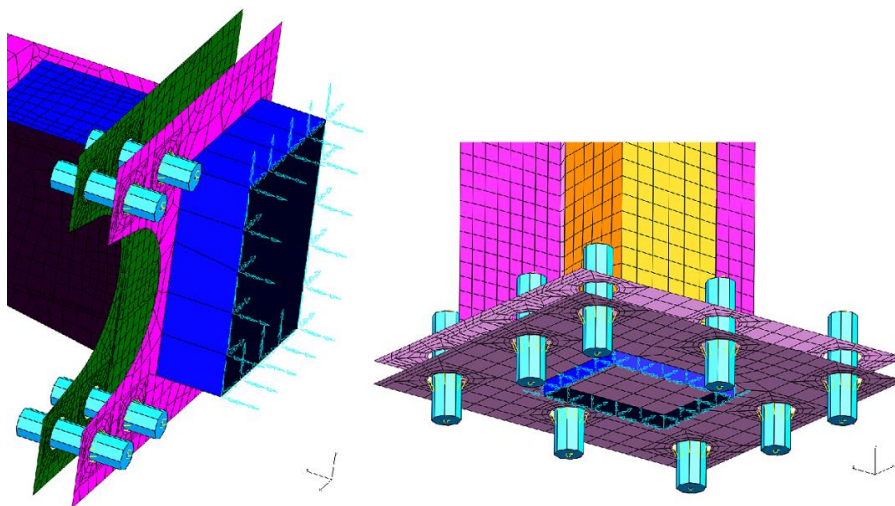
Obr. 18 Náhrada čepového spoje

### 5.3.3 OKRAJOVÉ PODMÍNKY

Předpokladem pro správnou funkci MKP je vhodné definování okrajových podmínek. Proto umístění působících sil zatížení, uchycení konstrukce a nastavení kontaktu, musí co nejvíce odpovídat reálným účinkům působící na konstrukci rámu. Vzhledem k malé hmotnosti celkové konstrukce, v porovnání s vysokou hodnotou zatěžujících sil, bylo působení gravitačního zrychlení zanedbáno a tím se zkrátil výpočetní čas.

### VAZBY

Na doporučení odborné osoby zabývající se problematikou simulující zkoušky ROPS, byla v rámci výpočtu zahrnuta i zjednodušená část rámu podvozku. Samotná ochranná konstrukce je pomocí náhrady šroubů (viz kap. 5.3.2) spojena se zjednodušenou částí podvozku. Na Obr. 19 je zobrazeno pevné uchycení, které bylo vytvořeno pomocí pevných vazeb (Restraint), na zjednodušené části podvozku. Takto uložená konstrukce, by měla omezit vznik lokálních napětíových špiček v oblastech, kde se ROPS montuje k rámu podvozku.



Obr. 19 Uložení MKP modelu

### ZATÍŽENÍ

Dle předpisu normy (viz kap. 3.3) bylo před samotným zahájením zkoušky stanoveno umístění LAP na testované konstrukci. Vzhledem k předpokladu, že při bodové aplikaci zatížení dojde k lokální deformaci konstrukce, je možné použít zařízení pro rozložení síly v místě zatížení (viz kap. 3.3.1). Při bočním zatížení, byla použita deska o rozměrech 300x140x1150 mm, pro

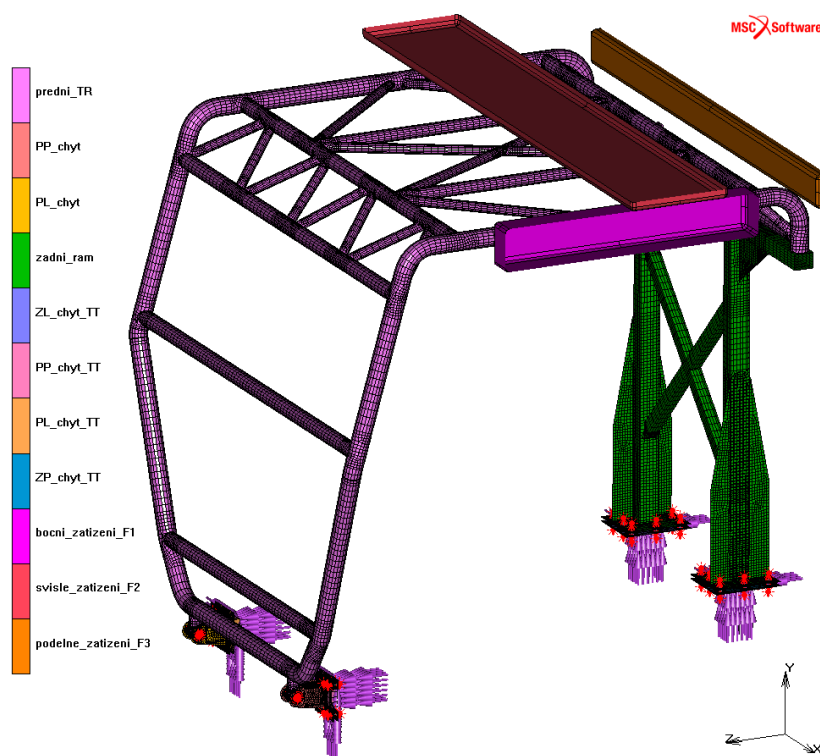
svislé zatížení 500x100x2900 mm a při podélném zatížení 170x100x2900 mm (Obr. 20). Před každým zatížením byla konstrukce odlehčena.

Zatížení v jednotlivých zatěžujících stavech, je aplikováno pomocí tří nedeformovatelných těles (Obr. 20) o rozměrech uvedených výše. Každému z nich bylo odebráno 5° volnosti a přidělen 1° volnosti, podle potřebného směru zatížení tzn., boční zatížení [0, 1, 1, 1, 1, 1], svislé zatížení [1, 0, 1, 1, 1, 1], podélné zatížení [1, 1, 0, 1, 1, 1]. Jednotlivým deskám je ve směru působícího zatížení definován posuv o určité vzdálenosti. V momentě, kdy zatěžující deska začne působit na konstrukci, vzniká na ni reakční síla, která odpovídá hodnotě zatěžující síly.

## KONTAKT

V případě, kdy část hranice jednoho tělesa vstupuje do kontaktu s hranicí dalšího nebo dalších těles, dochází ke kontaktu. V takovém případě se jedná o vytvoření kontaktní plochy. Je to nelineární problém, kdy před kontaktem na hranici těles neexistuje žádná kinematická podmínka (pouze v podobě síly, ale ta je často nulová), ale během kontaktu existuje kinematická vazba a ta brání v penetraci kontaktních ploch skrz sebe. V podstatě se jedná o časově proměnnou okrajovou podmínku. [13]

Kontaktní tabulka je složena z pěti deformovatelnými a třemi nedeformovatelnými tělesy (Obr. 20). Kontakt je zadán mezi jednotlivými tělesy pomocí dotyku (Touching). V počátku výpočtu je kontakt mezi jednotlivými tělesy nastaven jako počáteční kontakt (Initial Contact). Díky tomu dostaneme v nultém kroku výsledek vzájemně kontaktních těles.



Obr. 20 Zobrazení okrajových podmínek

## 5.4 VOLBA MATERIÁLU

Mezi důležité faktory ovlivňující výsledek výpočtu, patří vhodný výběr a správné nastavení materiálu. Vzhledem k předpokládané plastické deformaci je nutné pro materiál nadefinovat i křivku plasticity.

V tomto případě, bylo použito bilineárních elasto-plastických izotropních ocelí S355JR a S420MC.

Tab. 3 Mechanické vlastnosti použitých materiálů [14][15]

Materiál	Použití	Min. mez kluzu $R_{e_{min}}$ [MPa]	Mez pevnosti v tahu $R_m$ [MPa]	Modul pružnosti v tahu $E$ [N·mm <sup>-2</sup> ]	Hustota $\rho$ [kg·m <sup>-3</sup> ]	Poissonův poměr $\nu$ [1]	Tažnost $A$ [%]
S355JR	přední rám	355	470-630	210 000	7 850	0,29	22
S420MC	zadní rám, přední chyt	420	480-620	210 000	7 850	0,29	19

### 5.4.1 KŘIVKA PLASTICITY MATERIÁLU

Do výpočetního programu se v praxi zadávají tabulky hodnot meze pevnosti v tahu a minimální meze kluzu. Tyto hodnoty získáme během měření tahové zkoušky. Vzhledem k tomu, že nebyla provedena tahová zkouška pro dané materiály, křivka plasticity byla zjednodušena (Příloha 1, 2) dle Tab. 3.

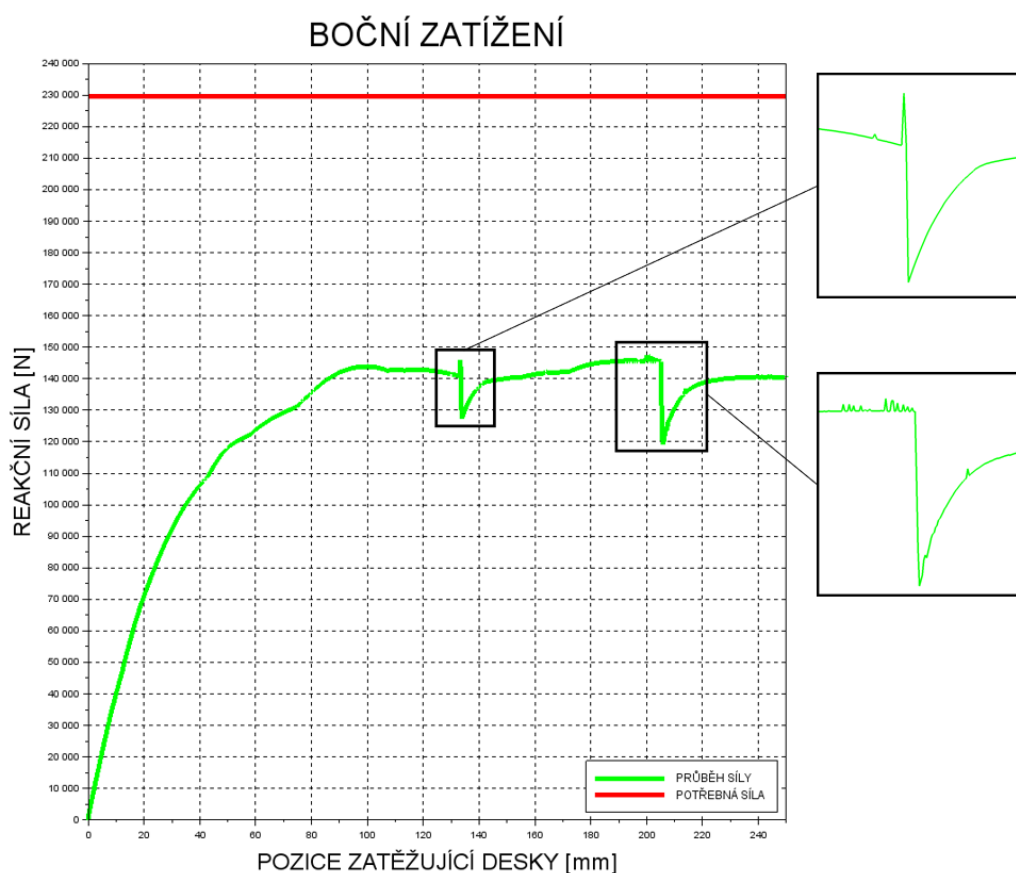
## 5.5 VYHODNOCENÍ PRVNÍHO NÁVRHU

Výsledky pevnostní analýzy, byly porovnávány s minimální hodnotou meze pevnosti použitých materiálů  $R_m = 470$  MPa. Stav napjatosti jsou určeny podle teorie HMM, resp. Von Mises, dle programu MSC MARC. Všechny zobrazené výsledky odpovídají deformovanému stavu v měřítku 1:1.

### 5.5.1 ROZBOR DEFORMACE A NAPĚTÍ PŘI BOČNÍM ZATĚŽOVÁNÍ

Z výsledků bočního zatížení (Příloha 3, 4, 5, 6) je zřejmé, že došlo ke značné deformaci v celém rozsahu ochranné konstrukce. Maximální zobrazená hodnota je předem nastavena na mez pevnosti 470 MPa. Tato hodnota je překročena na mnoha místech konstrukce. Výrazná deformace vznikla v místě aplikovaného zatížení (Příloha 7), kde došlo k prolomení trubkového profilu. Vzhledem k tomu, že se výrazná část zatížení opřela o zadní sloupek (Příloha 8), vznikla zde také výrazná deformace v oblasti boční výztuhy a obou na sebe navazujících profilů. Výraznější tuhost středového kříže měla za následek, že v oblasti napojení na zadní sloupek došlo k prolomení profilu nosného sloupku. Napětíové špičky jsou také viditelné na základní desce zadního rámu (Příloha 9). Stejně tak se vysoká koncentrace napětí objevuje i v oblasti styčnicku hlavního nosného trubkového profilu a příčných trubkových profilů (Příloha 10).

Maximální deformace vznikla v ose X v oblasti přední části konstrukce (Příloha 11), její hodnota je 416 mm. Důvodem je malá tuhost přední části konstrukce, oproti zadní a horní části konstrukce. Stejně tak v ose Y došlo k velké deformaci v přední části konstrukce (Příloha 12). Deformace v oblasti DLV odpovídá zadanému posuvu 250 mm. Ze zatěžující posuvné vazby byla zjištěna boční reakční síla, odpovídající maximální hodnotě 147 563 N (Příloha 13). Z rovnice dané normou (viz kap. 3.3), byla zjištěna dosažená hodnota energie 38 666 J. Na Obr. 21 je zobrazen graf popisující reakční sílu v závislosti na pozici zatěžující desky. Detaily grafu zobrazují výše zmíněné kritické deformace. Ty měly za následek prolomení konstrukce (Příloha 7, 8). Z dosažených hodnot je zřejmé, že nebylo ani zdaleka dosaženo potřebných hodnot dle rovnic (1) a (2), které odpovídají  $F_1 = 229\,780\text{ N}$  a  $U_1 = 42\,279\text{ J}$ .



*Obr. 21 Boční zatížení, prvního návrhu*

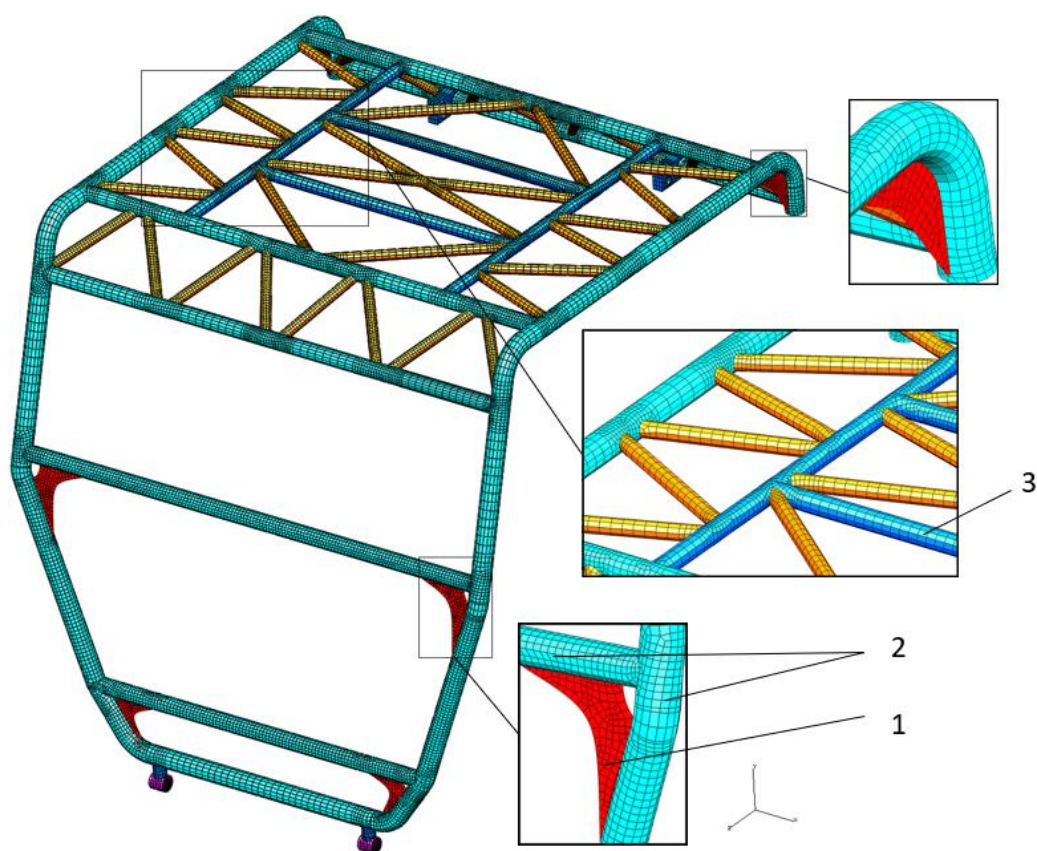
Na základě zmíněných kritických deformací, které měly za následek prolomení konstrukce, byla zkouška ROPS ukončena.

## 6 OPTIMALIZACE NÁVRHU

Vzhledem k předchozímu výsledku (viz kap 5.5.1), byla provedena optimalizace předního a zadního rámu výpočtového modelu.

### 6.1.1 ZMĚNA PŘEDNÍHO RÁMU

Kvůli vzniku vysoké plastické deformace konstrukce během bočního zatěžování, bylo v horní části konstrukce pozměněno celkové rozložení styčníků a zavětrování (Obr. 22). V přední části rámu v místech styčníků, kde vznikalo špičkové napětí, bylo použito měkké žebrování (Obr. 22 poz.1). Vzhledem k předpokládanému chování rámu během svislého a podélného zatížení, byla i na zadní části použita měkká žebrování. Posledním krokem, byla změna tloušťky profilů (Obr. 22 poz.2, 3).



Pozice	2	4	Pozice	1
Trubkový profil [mm]	88,9x6,3 76,1x6,3	60,3x5	Tl. plech [mm]	6

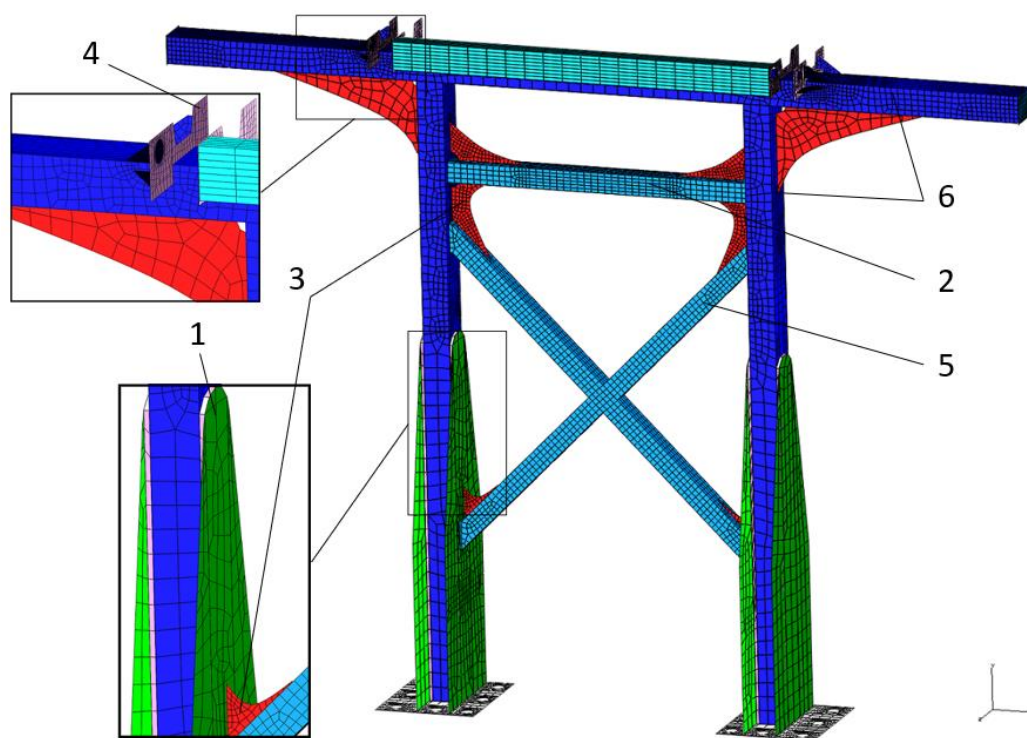
Obr. 22 Optimalizovaný návrh předního rámu

### 6.1.2 ZMĚNA ZADNÍHO RÁMU

Z výsledku předchozího výpočtu (viz kap 5.5.1), byla zjištěna tvorba kritického místa na nosném sloupku v místě spoje s křížovým rámem. Také došlo k výskytu špičkových napětí na základní desce v okolí sloupku. Vzhledem k tomu byla k vnější výztuze přidána i vnitřní boční výztuha (Obr. 23 poz.1). V horní části konstrukce, byl přidán čtvercový profil (Obr. 23 poz.2)



spolu s měkkým žebrováním (Obr. 23 poz.3). Posledním krokem byla změna tloušťky většiny profilů (Obr. 23 poz.4, 5, 6).



Pozice	1	3	4
Tl. plech [mm]	10	3	20
Pozice	2	5	6
Čtvercový profil [mm]	60x60x5	60x60x5	100x80x6

Obr. 23 Optimalizovaný návrh zadního

## 7 PEVNOSTNÍ ANALÝZA OPTIMALIZOVANÉHO NÁVRHU

Při tvorbě výpočtového modelu bylo postupováno stejně, jako v případě prvního návrhu (viz kap. 5). Vzhledem ke zvýšení tuhosti rámu, došlo i k zvýšení hmotnosti, proto bylo nutné přepočítat potřebné hodnoty zatížení a energie. Počet kroků během výpočtu jednoho zatěžujícího stavu byl snížen na 600 kroků.

Tab. 4 Použité prvky a nastavení výpočtu optimalizovaného návrhu

Název prvku	Počet
Thin Shell	63 732
Node	63 870
Constraint	64
Restraint	72
Beam	12
Couple DOF	8
GAP	4
Rigid	3
Nastavení výpočtu	
Počet kroků	600
Čas	1 s

### 7.1 URČENÍ VELIKOSTI ZATÍŽENÍ A ENERGIE OPTIMALIZOVANÉHO NÁVRHU

Zjištění velikosti zatěžujících sil bylo provedeno stejným způsobem, jako v kapitole zabývající se výpočtem hodnot velikosti zatížení a energie (viz kap. 5.1). Vzhledem ke zvýšení hmotnosti ROPS, byla k celkové hmotnosti stroje přičtena hmotnost optimalizovaného návrhu  $m_{ON} = 660$  kg. Výsledné hodnoty dle rovnic (1), (2), (3), (4) a (5) jsou zobrazeny v Tab. 5.

Tab. 5 Výsledné hodnoty požadovaného zatížení a energie

Hmotnost stroje $m_2$ [kg]	Boční zatížení $F_{12}$ [N]	Boční energie $U_2$ [J]	Svislé zatížení $F_{22}$ [N]	Podélné zatížení $F_{32}$ [N]
23 160	231 600	42 614	454 168	185 280

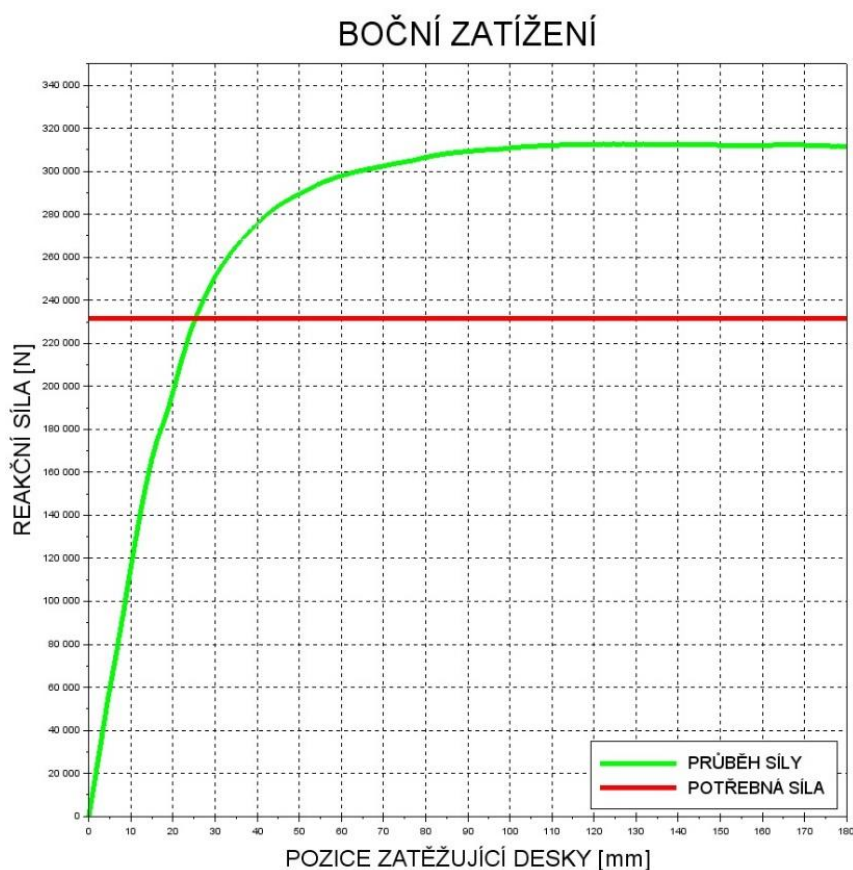
### 7.2 VYHODNOCENÍ OPTIMALIZOVANÉHO NÁVRHU

Výsledky pevnostní analýzy, byly porovnávány s minimální hodnotou meze pevnosti použitých materiálů  $R_m = 470$  MPa. Stavy napjatosti jsou určeny podle teorie HMM, resp. Von Mises, dle programu MSC MARC. Všechny zobrazené výsledky odpovídají deformovanému stavu v měřítku 1:1.

### 7.2.1 ROZBOR DEFORMACE A NAPĚTÍ PŘI BOČNÍM ZATĚŽOVÁNÍ

Z výsledků (Příloha 14, 15, 16, 17) je zřejmé, že oproti předešlému návrhu jsou celkové deformace a napětí mnohem menší. Z provedených úprav v horní části konstrukce vyplývá, že bylo zamezeno opětovnému vzniku kritických napětí (Příloha 18), které by měli za následek prolomení hlavního trubkového profilu. Stejně tak i použité vnitřní boční výztuhy vedly ke snížení napětí v oblasti spoje nosných sloupků se základní deskou (Příloha 19). To však mělo za následek vznik výrazných napětí nad oblastí středového kříže (Příloha 20). V přední části rámu oproti předešlému výsledku, nedošlo ke vzniku špičkových napětí (Příloha 21).

Deformace v místě bočního zatížení je 175 mm v ose X. To je hodnota odpovídající zadané vzdálenosti bočního zatížení. Celkový rám měl v ose X největší hodnotu deformace 183 mm (Příloha 22). Dosažena hodnota reakční síly, která byla zjištěna z posuvné boční vazby je 314 534 N (Příloha 24). Z Obr. 24 je zřejmé, že požadovaná síla na boční zatížení, byla splněna a překročena bez jakýchkoliv prolomených konstrukčních prvků, jako se tomu stalo v případě prvního návrhu. Dosažená energie bočního zatížení je 42 823 J.



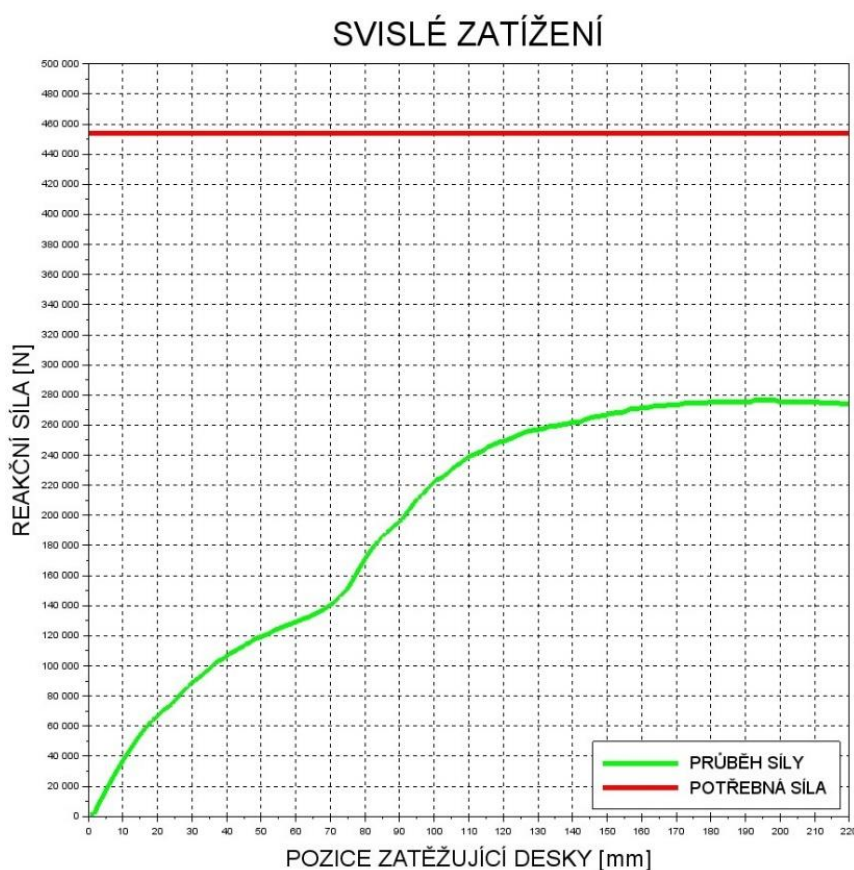
Obr. 24 Boční zatížení, optimalizovaného návrhu



### 7.2.2 ROZBOR DEFORMACE A NAPĚTÍ PŘI SVISLÉM ZATĚŽOVÁNÍ

Z výsledků svislého zatížení je zřejmé, že došlo k dalšímu výraznému nárustu deformace (Příloha 25, 26). V oblasti působení svislého zatížení, došlo k výskytu maximálního napětí (Příloha 27). To se pohybovalo pod hranicí meze pevnosti. Stejně tak výskyt vyšší hodnoty napětí, je v oblasti nosných sloupků v zadní části konstrukce (Příloha 28, 29) i přední části konstrukce (Příloha 30).

Největší deformace vznikla v ose Y v oblasti aplikování svislého zatížení (Příloha 31). Hodnota maximální deformace je necelých 199 mm. Vzdálenost mezi deformovaným rámem a DLV je zhruba 80 mm. Vzhledem ke kabině stroje bude skutečná rezerva ještě o něco menší. Svislá reakční síla, byla zjištěna z posuvné vazby s hodnotou 278 684 N (Příloha 32). Jak je zobrazeno na Obr. 25, tak během zatěžování nedošlo k prolomení konstrukce, ale také nebylo dosaženo požadované hodnoty svislé síly 454 168 N.



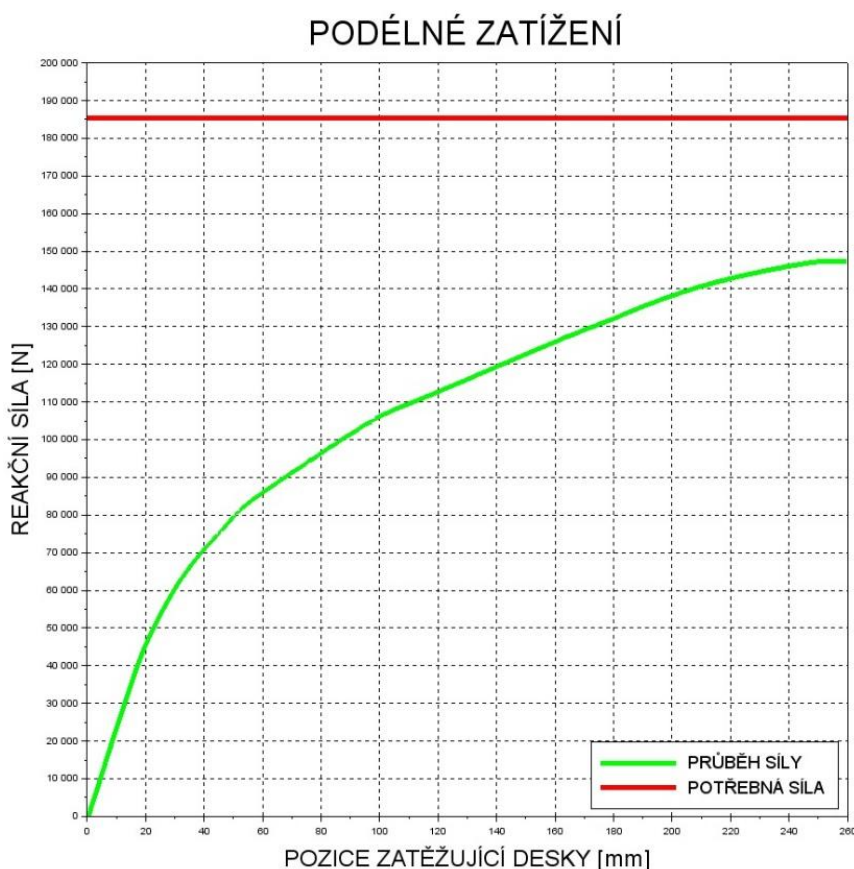
Obr. 25 Svislé zatížení, optimalizovaného návrhu

### 7.2.3 ROZBOR DEFORMACE A NAPĚTÍ PŘI PODÉLNÉM ZATĚŽOVÁNÍ

Vzhledem k výsledkům podélného zatížení (Příloha 33, 34) je zřejmé, že k největším deformacím došlo na zadní části rámu, na již zdeformované konstrukci. Stejně tak v oblastech, kde bylo v předchozím kroku aplikováno svislé zatížení. V oblastech vzniku napěťových špiček (Příloha 35), se dá předpokládat zhroucení geometrie daného profilu. Vzhledem k aplikování

podélného zatížení ze zadní strany je napětí na přední části konstrukce mnohem menší (Příloha 36).

Naopak největší deformace vznikla, na přední části konstrukce. Maximální deformace celé konstrukce je ve směru osy Z, o hodnotě 359 mm (Příloha 37). V oblasti DLV se konstrukce zdeformovala o pouhých 170 mm. V důsledku podélného zatížení, se v ose Y zvedla hodnota deformace na 245 mm (Příloha 38). Z podélné posuvné vazby, byla zjištěna reakční síla o hodnotě 147 347 N (Příloha 39). Z Obr. 26 vyplívá, že požadované hodnoty 185 280 N, nebylo dosaženo.



Obr. 26 Podélné zatížení, optimalizovaného návrhu

### 7.3 VYHODNOCENÍ ZKOUŠKY ROPS

Za účelem provedení simulace destrukční zkoušky podle normy ČSN EN ISO 3471, byl vytvořen výpočtový model prvního návrhu. Z důvodu vzniku kritických deformací, které měly za následek prolomení konstrukce, byl výpočet ukončen po prvním bočním zatížení.

Na základě výsledků prvního návrhu, byl vytvořen optimalizovaný návrh. V případě bočního zatěžování, byly překročeny požadované hodnoty na zatížení i energii. Během svislého zatěžování nebyla dosažena potřebná síla. Vzhledem k tomu, že v žádné oblasti nedošlo k prolomení konstrukce, tak po odlehčení zkušebního rámu následovalo podélné zatěžování. Ani v případě podélného zatěžování, nebylo dosaženo potřebných hodnot.

Z vyhodnocených výsledků je zřejmé že došlo ke zlepšení výsledků. To však mělo za následek výrazné zvýšení hmotnosti konstrukce a tím i zvýšení nároků (viz kap. 7.1). Při další optimalizaci návrhu, se dá očekávat další nárůst hmotnosti.

Výpočet prvního návrhu, byl v programu MSC MARC nastaven na 1200 kroků, pro jednotlivá zatížení. Vzhledem k předčasnému ukončení zkoušky, byl čas výpočtu prvního a tím i celkového zatížení 38,5 hod. (Příloha 40). V případě optimalizovaného návrhu, bylo pro výpočet každého zatěžovacího stavu nastaveno 600 kroků. Celkový čas všech třech zatížení, byl 81 hod. (Příloha 41).

Výpočetní technika, která byla použita pro výpočet je popsána v Tab. 6.

*Tab. 6 Parametry výpočetní techniky*

Hardware/Software	Typ/Parametry
Operační systém	Windows 7, 64-bit
Procesor	Intel Core i5-4460, 3.2 GHz
Nainstalovaná paměť (RAM)	8 GB
Výpočetní software	MSC MARC 2010

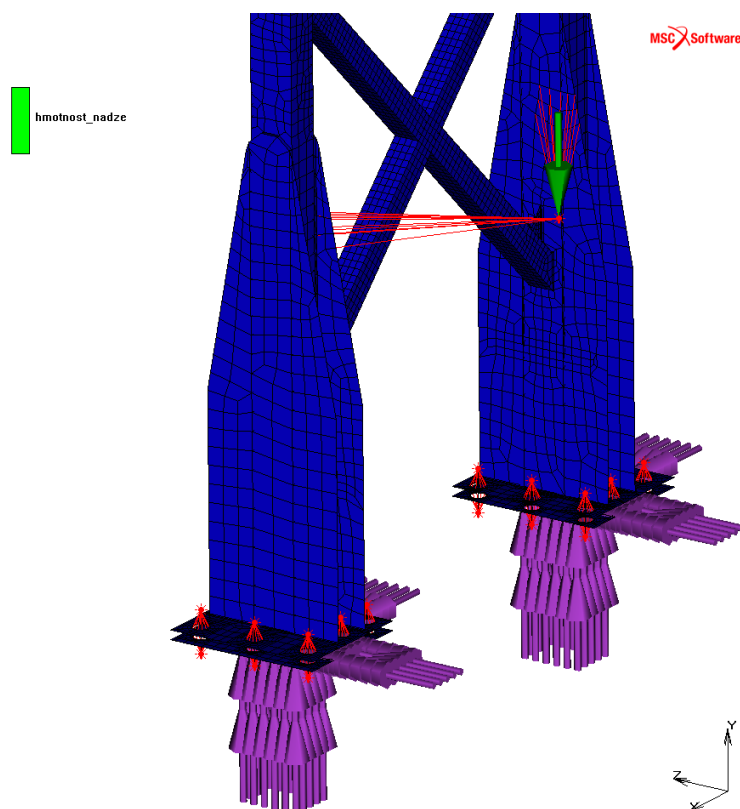
## 8 MODÁLNÍ ANALÝZA

Jedná se o jednu z nejvíce používaných numerických analýz, která je prováděna za účelem posouzení dynamického chování konstrukce. Mezi její hlavní výhody patří jednoduchost a rychlost výpočtu. Výstupem modální analýzy, jsou hodnoty vlastní frekvence a k nim příslušné tvary. Danou úlohu je možné řešit pomocí okrajových podmínek, jako analýzu vetknutého tělesa. [16]

Požadavkem zadavatele této diplomové práce, bylo zjištění vlastních hodnot rámu se zahrnutím hmoty přidavného zařízení. Přídavnou hmotou je myšlena hydraulická nádrž. Tato nádrž je na některých konfiguracích Tatra Pheonix umístěna právě na rámu ROPS. Těžiště, hmotnost nádrže a umístění vazeb (Obr. 27), bylo stanoveno po konzultaci se zástupci Tatra Truck a.s.

### 8.1 POSTUP MODÁLNÍ ANALÝZY

Pro zjištění vlastních hodnot, byl použit výpočtový model optimalizovaného návrhu. Modální analýza byla stanovena pro tři zatěžující stavy. Plná nádrž v případě sklopené korby, třičtvrtě a půl nádrže v případě zvedání korby. Hydraulická nádrž byla zjednodušena pomocí prvků nahrazující hmotnost (Lumped Mass) a rozložena na konstrukci ROPS pomocí vazeb (Constraint) (Obr. 27). Při jednotlivých stavech se měnila hmotnost a těžiště nádrže.



Obr. 27 Zatížení hmotou hydraulické nádrže

## 8.2 VÝSTUPNÍ HODNOTY MODÁLNÍ ANALÝZY

U každého zátěžového stavu, byla provedena analýza pro deset módů (10 vlastních frekvencí). Hodnota první vlastní frekvence ve stavu plné nádrže je 13,1 Hz. Porovnání hodnot výsledku vlastní frekvence je, zobrazeno v Tab. 7. Vzhledem k celkové charakteristice rámu, neměl stav nádrže na výsledcích vlastní frekvence téměř žádný vliv. Grafické znázornění jednotlivých tvarů vlastních kmitů, jsou zobrazeny v Příloha 42, 43, 44.

Samotný výpočet byl proveden na stejné konfiguraci výpočetní techniky jako je uvedeno v Tab. 6. Čas výpočtu jednoho zatěžujícího stavu pro 10 módů je 6 min. (Příloha 45). Je tedy zřejmé, že provedená modální analýza není ani zdaleka tak náročná na výpočetní čas, jako tomu bylo u pevnostní analýzy (viz kap. 7.3).

Tab. 7 Porovnání výsledků vlastních frekvence

Stav nádrže	plná	třičtvrtě	půl
Hmotnost	300 kg	230 kg	170 kg
	$f_1$ [Hz]	$f_2$ [Hz]	$f_3$ [Hz]
MOD 0	0	0	0
MOD 1	13,01	13,01	13,01
MOD 2	13,46	13,46	13,46
MOD 3	30,63	30,65	30,66
MOD 4	39,46	39,48	39,48
MOD 5	50,37	50,37	50,38
MOD 6	51,36	51,36	51,37
MOD 7	64,54	64,59	64,62
MOD 8	68,26	68,26	68,26
MOD 9	74,73	74,73	74,74
MOD 10	78,53	78,76	78,94

## ZÁVĚR

Hlavním úkolem této diplomové práce bylo provedení návrhu rámu ROPS pro nákladní automobil Tatra Phoenix EURO 6. Provedení pevnostní analýzy na základě podmínek homologační zkoušky dle normy ČSN EN ISO 3471 a vykonání modální analýzy. Posledním úkolem byl návrh mechanismu sklápění ochranné konstrukce. Z objektivních důvodů, po dohodě se zástupci společnosti Tatra Truck a.s. a vedoucím diplomové práce, není provedení návrhu mechanismu sklápění rámu ROPS zahrnuto mezi cíle práce.

V první části práce jsou popsány definice, podmínky a postupy zkoušky ROPS a FOPS. Součástí rozboru je i přehled současných ochranných rámu a jejich základní parametry.

V prostředí programu SolidWorks, byl vytvořen první návrh ochranné konstrukce. Konstrukce se skládá ze čtyř základních celků. Mezi které patří zadní rám, přední odklápěcí rám a dva předních chyty. Společné uložení předního a zadního rámu bylo zajištěno pomocí čepového spoje.

Na základě návrhu byl v programu NX Ideas zhotoven MKP model ochranné konstrukce. Kvůli složitější charakteristice úlohy byl pro přesnější výpočet použit program MSC MARC. Zatížení konstrukce bylo provedeno v souladu s předepsanou normou ČSN EN ISO 3471. Tato norma charakterizuje silové účinky (boční, svislé a podélné zatížení), které působí na rám stroje během převrácení.

Z výsledku prvního bočního zatížení je zřejmé, že došlo vysokým hodnotám napětí a výrazné deformace celé konstrukce rámu. Na základě výsledků zatěžující síly vyplývá, že nebylo ani zdaleka dosaženo potřebných hodnot, přičemž došlo na dvou místech konstrukce k prolomení rámu. Vzhledem k předpokladu, že by daná konstrukce nebyla schopná obstát při dalších dvou zatíženích, byla zkouška ukončena.

Na základě prvního výsledku byl vytvořen optimalizovaný návrh MKP modelu. Z výsledku druhého pevnostního výpočtu, je zřejmé že během bočního zatěžování byly překročeny potřebné hodnoty zatížení i energie. V případě svislého a podélného zatížení nebylo dosaženo potřebných hodnot.

Metodou konečných prvků bylo zjištěno, že ani stávající optimalizovaný návrh nesplňuje zkoušky ROPS. Je však nutné brát ohled na to že provedení těchto zkoušek si vyžádalo některá zjednodušení, která mohou ovlivnit samotný průběh a výsledek skutečné zkoušky. Především se jedná o znalost přesných hodnot průběhu tahových diagramů, které lze získat pomocí experimentálního měření.

Posledním krokem bylo provedení modální analýzy za účelem získání hodnot vlastní frekvence. Výpočet, byl proveden včetně hmoty přídavného zařízení (hydraulická nádrž), pro tři zatěžující stavy.

## POUŽITÉ INFORMAČNÍ ZDROJE

- [1] *Tatra Truck a.s.* [online]. Kopřivnice, 2014 [cit. 2019-01-12]. Dostupné z: <https://www.tatra.cz>
- [2] ROPS - FOPS - OPG. *Mobility Engineering* [online]. Austrálie, 2019 [cit. 2019-02-16]. Dostupné z: <https://www.mobilityengineering.com.au/services/rops-fops-opg>
- [3] ČSN EN ISO 3164 (277538) *Stroje pro zemní práce: Laboratorní hodnocení ochranných konstrukcí - Specifikace prostoru vymezující deformace*. 2009.
- [4] ČSN EN ISO 3449 (277534) *Stroje pro zemní práce: Ochranné konstrukce chránící před padajícími předměty - Laboratorní zkoušky a požadavky na provedení*. 2009.
- [5] ČSN EN ISO 3471 (277535) *Stroje pro zemní práci: Ochranné konstrukce chránící při převrácení - Požadavky na laboratorní zkoušky a provedení*. 2008.
- [6] *TRUCK TRADE spol. s r.o.* [online]. Česká Republika, 2019 [cit. 2019-02-17]. Dostupné z: <https://www.tatratt.cz/>
- [7] Defender ROPS and FOPS *CANTONI & C. S.p.A.* [online]. Itálie [cit. 2019-01-13]. Dostupné z: <https://www.cantoni.it/en/defender-rops&fops/6/>
- [8] *KOBIT spol. s r.o.* [online]. Praha, 2019 [cit. 2019-02-19]. Dostupné z: <https://www.kobit.cz>
- [9] Highway Truck ROPS/ FOPS. *QMW Industries* [online]. Austrálie, 2019 [cit. 2019-01-10]. Dostupné z: <http://www.qmw.com.au/products/highway-truck-rops-fops/>
- [10] Kluzná ložiska bronz, železo, ocel. *Kluzná ložiska* [online]. Brno [cit. 2019-03-21]. Dostupné z: <https://www.kluznaloziska.cz/kluzna-loziska-bronz-zelezo-ocel>
- [11] Výrobní katalog, přímočarých hydromotorů *HYDRAULICS s.r.o.* [online]. Česká Republika, 2017 [cit. 2019-05-21]. Dostupné z: [https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní\\_katalog\\_cz2017.pdf](https://www.hydraulics.cz/wcd/pdf/vyrobní_katalog_cz2017.pdf)
- [12] FISCHER, Ulrich, Roland GOMERINGER, Max HEINZLER, Roland KILGUS, Friedrich NÄHER, Stefan OESTERLE, Heinz PAETZOLD a Andreas STEPHAN. *Tabellenbuch Metall*. 44., neu bearbeitete Auflage. Haan-Gruiten: Europa Lehrmittel, 2008. ISBN 978-3-8085-1724-6.
- [13] Interaktivní studijní materiál. *MKP a MHP Martin Fusek, Radim Halama* [online]. 2011 [cit. 2019-01-2]. Dostupné z: [http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda\\_konecných\\_prvku\\_a\\_hranicnic\\_h\\_prvku.pdf](http://mi21.vsb.cz/sites/mi21.vsb.cz/files/unit/metoda_konecných_prvku_a_hranicnic_h_prvku.pdf)

- [14] Přehled vlastností oceli S355J2. *Bohdan Bolzano s.r.o.* [online]. Česká Republika, 2019 [cit. 2019-02-20]. Dostupné z: [https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP\\_%20Tycova\\_ocel/EN\\_10025/MOP-%20Prehled%20vlastnosti\\_S355J2.pdf](https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/MOP_%20Tycova_ocel/EN_10025/MOP-%20Prehled%20vlastnosti_S355J2.pdf)
- [15] Ploché výrobky válcované za tepla z ocelí s vyšší mezí kluzu pro tváření za studena *Bohdan Bolzano s.r.o.* [online]. Česká Republika, 2019 [cit. 2019-02-20]. Dostupné z: [https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/Ploche\\_vyrobky/MOP\\_EN10149TDP.pdf](https://www.bolzano.cz/assets/files/TP/Ploche_vyrobky/MOP_EN10149TDP.pdf)
- [16] Modální analýza v NX. *Petr-janda* [online]. 2015, s. 1 [cit. 2019-04-16]. Dostupné z: <http://petr-janda.eu/numericke-analyzy/modalni-analyza-nx>



## SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

$A$	[%]	Tažnost
$DLV$	[–]	Prostor vymezující deformace
$E$	[N·mm <sup>-2</sup> ]	Modul pružnosti
$f_1$	[Hz]	Vlastní frekvence ochranné konstrukce s plnou nádrží
$F_{11}$	[N]	Síla bočního zatížení prvního návrhu
$F_{12}$	[N]	Síla bočního zatížení optimalizovaného návrhu
$f_2$	[Hz]	Vlastní frekvence ochranné konstrukce s třičtvrtě nádrží
$F_{21}$	[N]	Síla svislého zatížení prvního návrhu
$F_{22}$	[N]	Síla svislého zatížení optimalizovaného návrhu
$f_3$	[Hz]	Vlastní frekvence ochranné konstrukce s poloviční nádrží
$F_{31}$	[N]	Síla podélného zatížení prvního návrhu
$F_{32}$	[N]	Síla podélného zatížení optimalizovaného návrhu
$FEM$	[–]	Finite Element Method
$FOPS$	[–]	Ochranná konstrukce chránící před padajícími předměty
$LA$	[–]	Ustavovací osa
$LAP$	[–]	Bod přenosu zatížení
$LDD$	[–]	Zařízení pro rozložení zatížení
$M$	[kg]	Hmotnost stroje, doporučená výrobcem
$m_{11}$	[kg]	Celková hmotnost stroje prvního návrhu
$m_{12}$	[kg]	Celková hmotnost stroje optimalizovaného návrhu
$MKP$	[–]	Metoda konečných prvků
$m_{OP}$	[kg]	Hmotnost optimalizovaného návrhu
$m_{PN}$	[kg]	Hmotnost prvního návrhu
$Re_{min}$	[MPa]	Minimální mez kluzu
$Rm$	[MPa]	Mez pevnosti
$ROPS$	[–]	Ochranné konstrukce chránící při převrácení
$SIP, R, H$	[–]	Vztažný bod sedadla
$t_1$	[s]	Čas zatížení
$U_1$	[J]	Energie bočního zatížení prvního návrhu
$U_2$	[J]	Energie bočního zatížení optimalizovaného návrhu
$\nu$	[1]	Poissonův poměr
$\rho$	[kg·m <sup>-3</sup> ]	Hustota

## SEZNAM POUŽITÝCH OBRÁZKŮ

Obr. 1 Tatra Pheonix EURO 6 PRÄSIDENT [1] .....	11
Obr. 2 Prostor vymezující deformace [3] .....	12
Obr. 3 Příklady zatížené konstrukce [5] .....	15
Obr. 4 Ochranný rám společnosti KOBIT s.r.o. a firmy CANTONI & C. S.p.A. [6] [7] .....	16
Obr. 5 Základní rozměry stroje, včetně korby a ROPS/FOPS rámu [1] .....	18
Obr. 6 Model prvního návrhu ROPS, včetně kabiny a části rámu stroje .....	19
Obr. 7 Část rámu podvozku a uchycení přední a zadní části ochranné konstrukce .....	20
Obr. 8 Přední rám .....	21
Obr. 9 Zadní rám .....	22
Obr. 10 Pravý přední chyt .....	22
Obr. 11 Schéma pohybu předního rámu .....	23
Obr. 12 Zajištění konstrukce .....	23
Obr. 13 Poloha bodu SIP [1] .....	25
Obr. 14 DLV v prostoru kabiny a rámu .....	26
Obr. 15 MKP model s detailem volné a mapované sítě .....	27
Obr. 16 Síť zadního rámu .....	28
Obr. 17 Náhrada šroubového spoje .....	28
Obr. 18 Náhrada čepového spoje .....	29
Obr. 19 Uložení MKP modelu .....	29
Obr. 20 Zobrazení okrajových podmínek .....	30
Obr. 21 Boční zatížení, prvního návrhu .....	32
Obr. 22 Optimalizovaný návrh předního rámu .....	33
Obr. 23 Optimalizovaný návrh zadního .....	34
Obr. 24 Boční zatížení, optimalizovaného návrhu .....	36
Obr. 25 Svislé zatížení, optimalizovaného návrhu .....	37
Obr. 26 Podélné zatížení, optimalizovaného návrhu .....	38
Obr. 27 Zatížení hmotou hydraulické nádrže .....	40

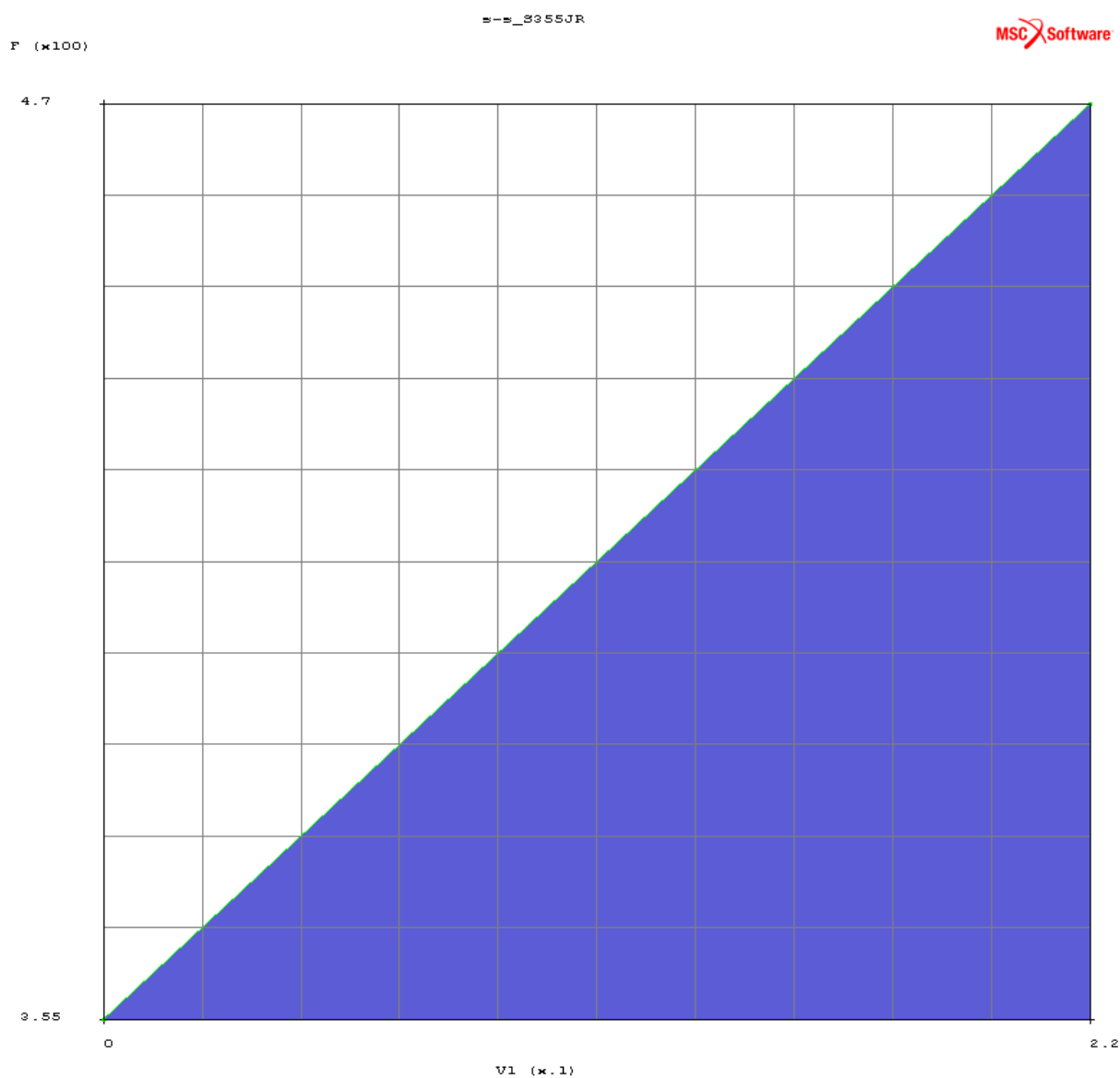
## SEZNAM PŘÍLOH

Příloha 1	Výsledná křivka plasticity materiálu S355JR
Příloha 2	Výsledná křivka plasticity materiálu S420MC
Příloha 3	Boční zatěžování, konstrukce prvního návrhu pohled z boku
Příloha 4	Boční zatěžování, konstrukce prvního návrhu pohled zepředu
Příloha 5	Boční zatěžování, konstrukce prvního návrhu pohled shora
Příloha 6	Boční zatěžování, konstrukce prvního návrhu celkový pohled
Příloha 7	Boční zatěžování, horní část konstrukce v oblasti zatížení
Příloha 8	Boční zatěžování, zadní nosný sloupek v oblasti napojení profilů
Příloha 9	Boční zatěžování, zadní nosný sloupek v oblasti ukotvení
Příloha 10	Boční zatěžování, přední rám v oblasti předních sloupků
Příloha 11	Boční zatěžování, deformace v ose X pohled zepředu
Příloha 12	Boční zatěžování, deformace v ose Y pohled zepředu
Příloha 13	Graf prvního návrhu, průběh velikosti reakční síly na poloze zatěžující desky
Příloha 14	Boční zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu pohled z boku
Příloha 15	Boční zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu pohled zepředu
Příloha 16	Boční zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu pohled shora
Příloha 17	Boční zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu celkový pohled
Příloha 18	Boční zatěžování, horní část konstrukce v oblasti zatížení
Příloha 19	Boční zatěžování, zadní nosný sloupek v oblasti napojení profilů
Příloha 20	Boční zatěžování, zadní nosný sloupek v oblasti nad spodním vyztužením
Příloha 21	Boční zatěžování, oblast přední části konstrukce
Příloha 22	Boční zatěžování, deformace v ose X pohled zepředu
Příloha 23	Boční zatěžování, deformace v ose Y pohled zepředu
Příloha 24	Graf optimalizovaného návrhu, průběh velikosti reakční síly na poloze zatěžující desky
Příloha 25	Svislé zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu z boku

Příloha 26	Svislé zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu celkový pohled
Příloha 27	Svislé zatěžování, horní část konstrukce v oblasti zatížení
Příloha 28	Svislé zatěžování, zadní rám pohled z vnitřní strany
Příloha 29	Svislé zatěžování, zadní rám pohled z vnější strany
Příloha 30	Svislé zatěžování, oblast přední části konstrukce
Příloha 31	Svislé zatěžování, deformace v ose Y pohled z boku
Příloha 32	Graf optimalizovaného návrhu, průběh velikosti reakční síly na poloze zatěžující desky
Příloha 33	Podélné zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu pohled z boku
Příloha 34	Podélné zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu celkový pohled
Příloha 35	Podélné zatěžování, zadní rám pohled z vnější strany
Příloha 36	Podélné zatěžování, oblast přední části konstrukce
Příloha 37	Podélné zatěžování, deformace v ose Z pohled z boku
Příloha 38	Podélné zatěžování, deformace v ose Y pohled z boku
Příloha 39	Graf optimalizovaného návrhu, průběh velikosti reakční síly na poloze zatěžující desky
Příloha 40	Výstupní data softwaru MSC MARC 2010, využití paměti a časová náročnost, pevnostní analýzy boční zatížení,
Příloha 41	Výstupní data softwaru MSC MARC 2010, využití paměti a časová náročnost, pevnostní analýzy boční, svislé a podélné zatížení
Příloha 42	Plná nádrž, (Mód 1)
Příloha 43	Tříčtvrtě nádrže, (Mód 5)
Příloha 44	Půl nádrže, (Mód 10)
Příloha 45	Výstupní data softwaru MSC MARC 2010, využití paměti a časová náročnost, modální analýza, plná nádrž

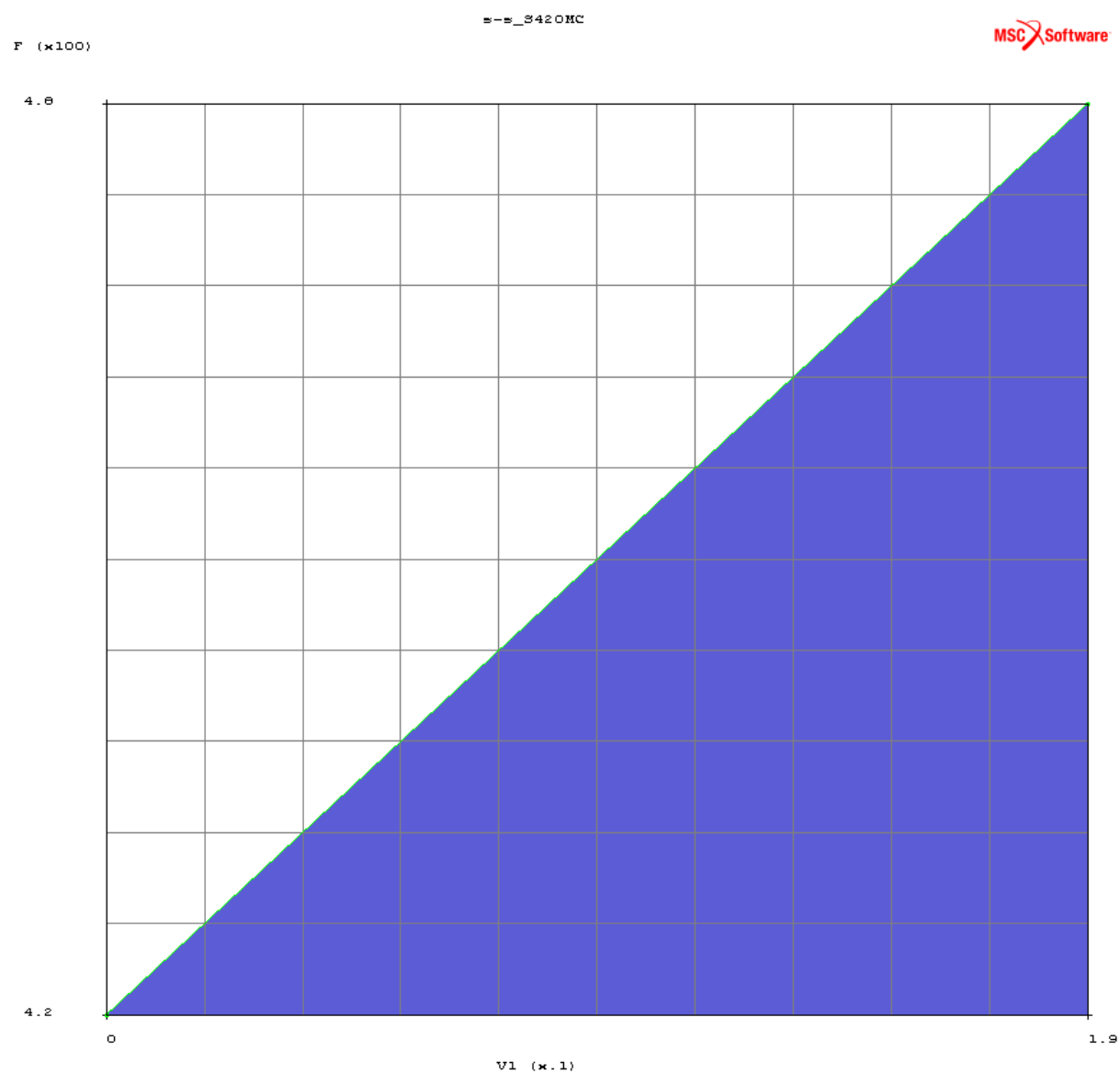
## PŘÍLOHA 1

Výsledná křivka plasticity materiálu S355JR (osa x – deformace v mm, osa y – napětí v MPa).



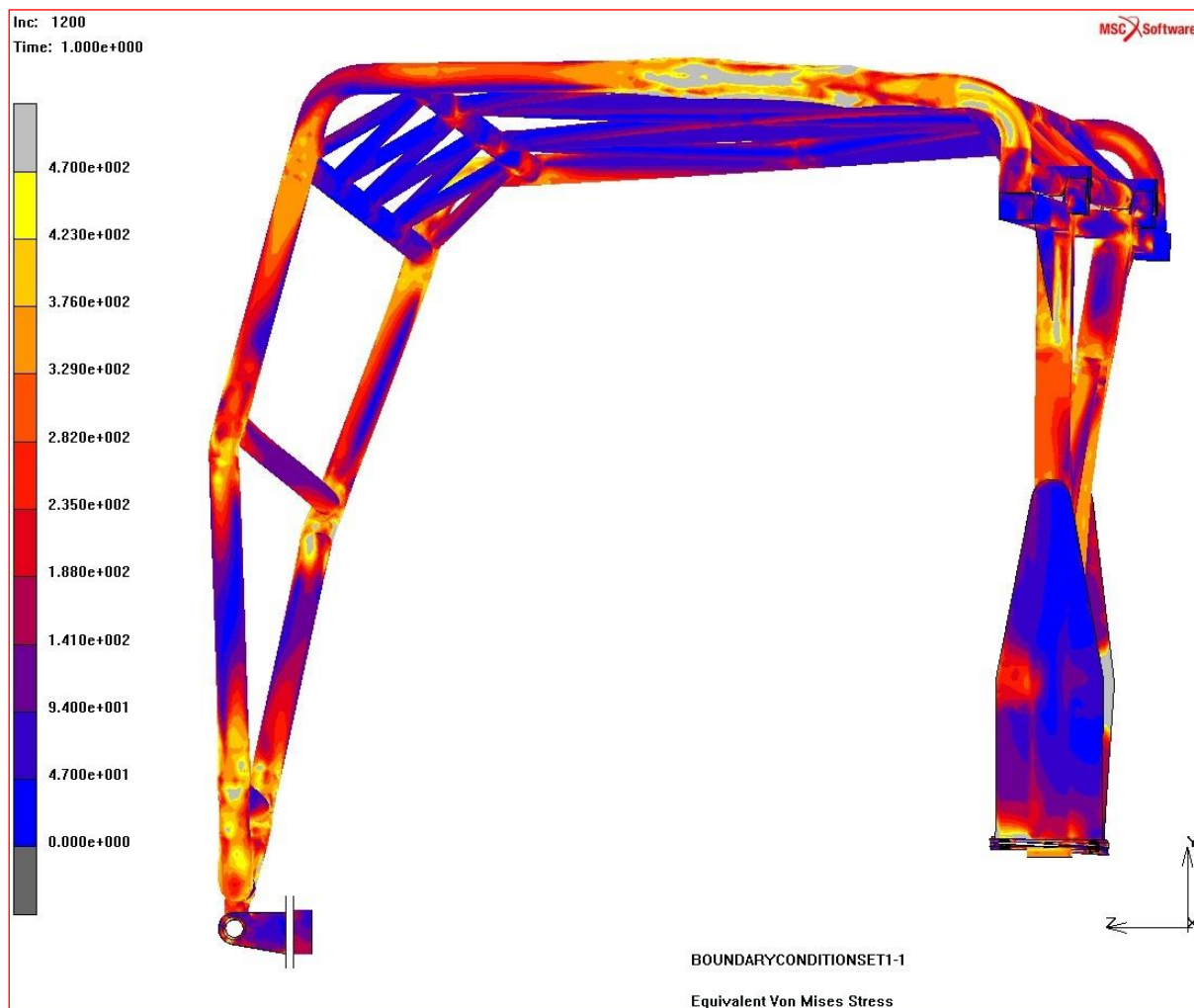
## PŘÍLOHA 2

Výsledná křivka plasticity materiálu S420MC (osa x – deformace v mm, osa y – napětí v MPa).



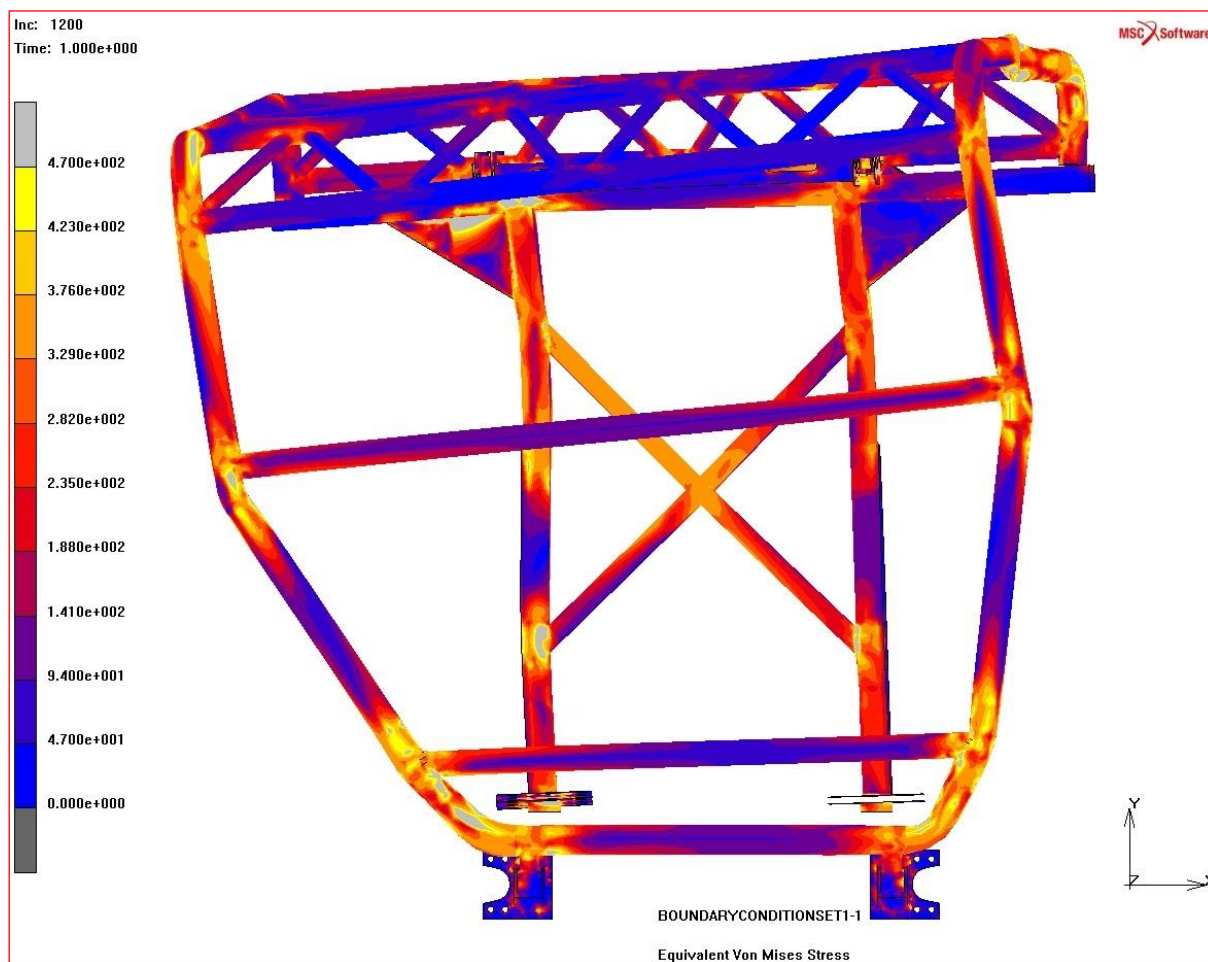
**PŘÍLOHA 3**

*Boční zatěžování, konstrukce prvního návrhu pohled z boku, redukované napětí podle podmínky HMM, max. napětí 1086 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



## PŘÍLOHA 4

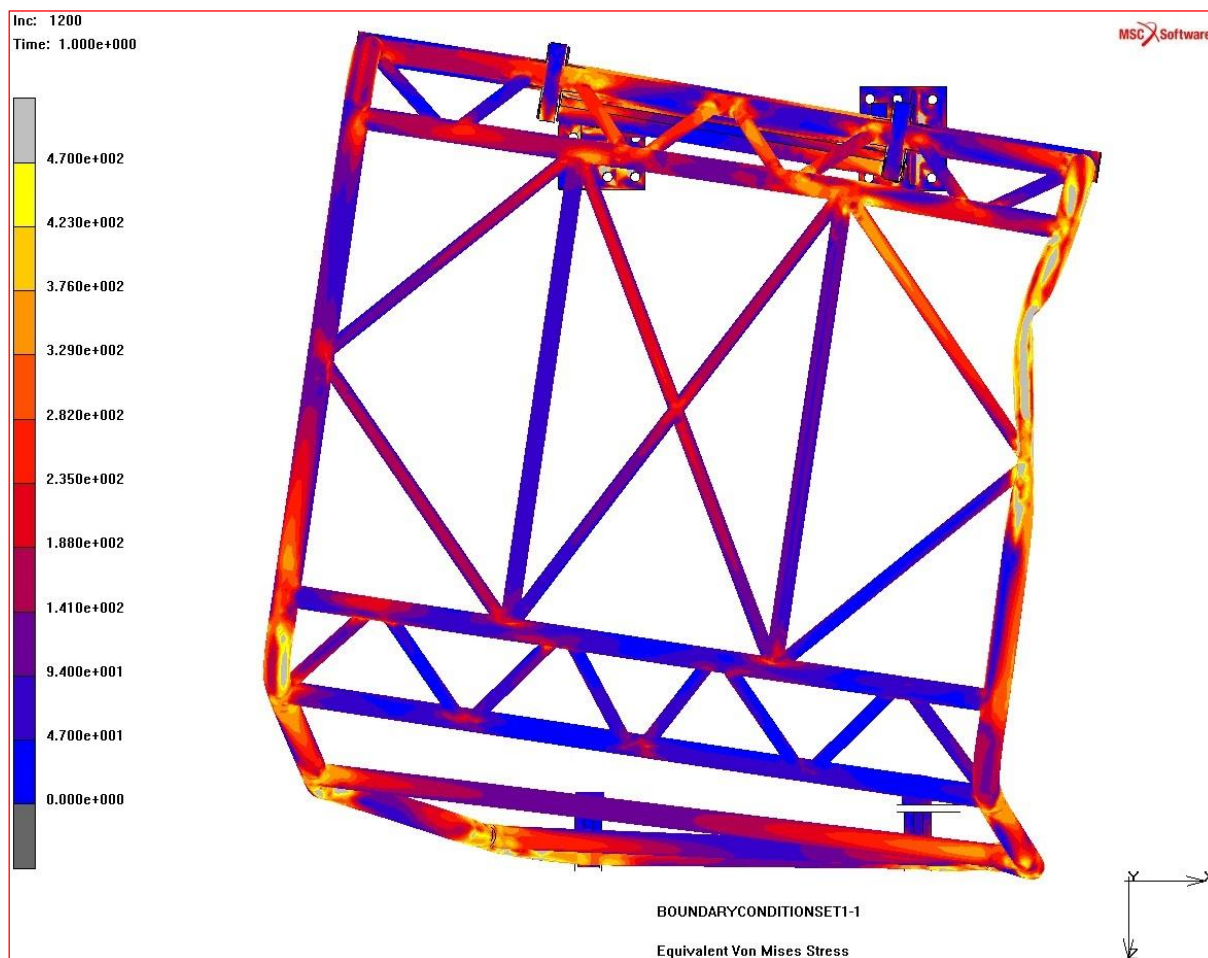
*Boční zatěžování, konstrukce prvního návrhu pohled zepředu, redukované napětí podle podmínky HMM max napětí 1086 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*





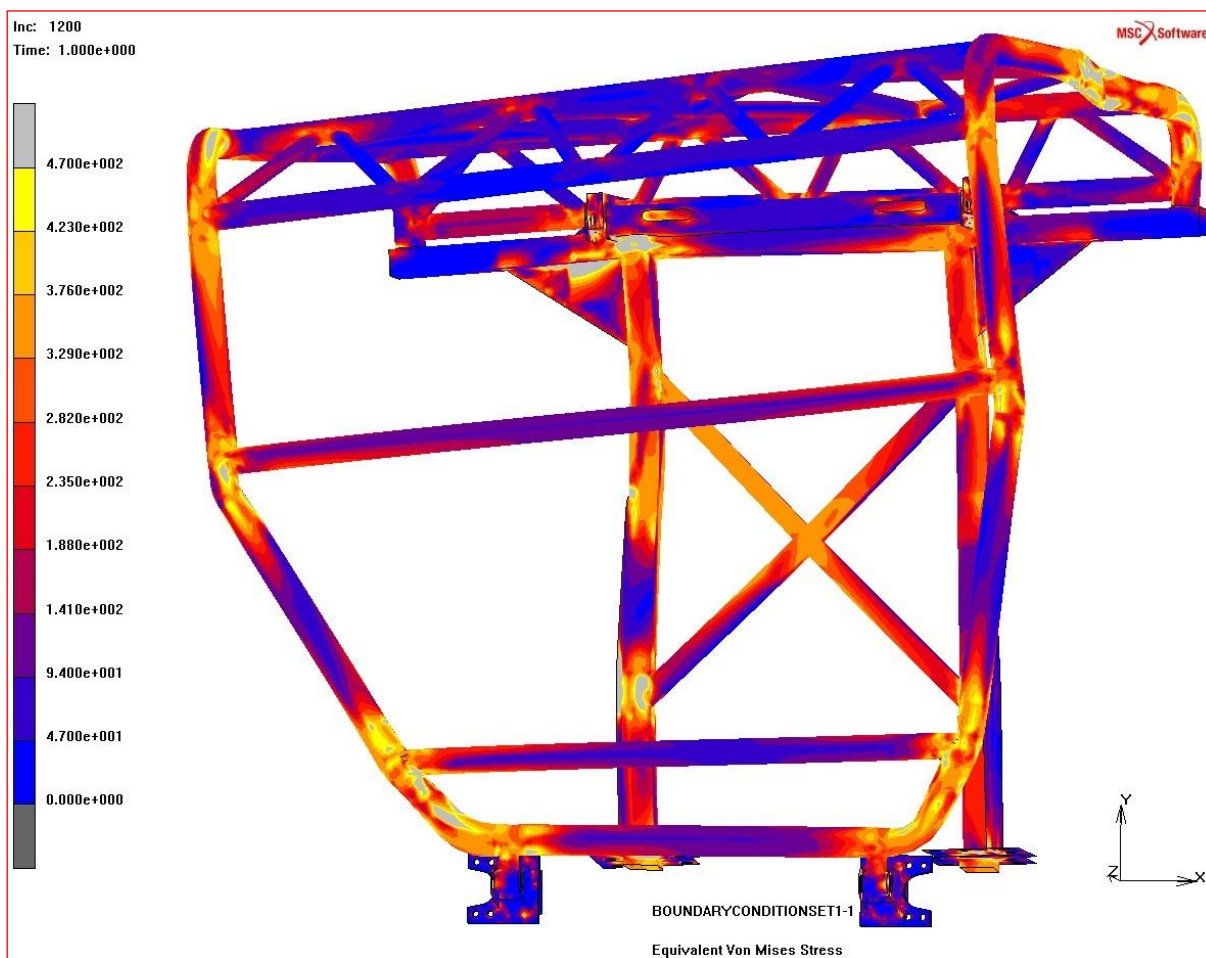
**PŘÍLOHA 5**

*Boční zatěžování, konstrukce prvního návrhu pohled shora, redukované napětí podle podmínky HMM, max. napětí 1086 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



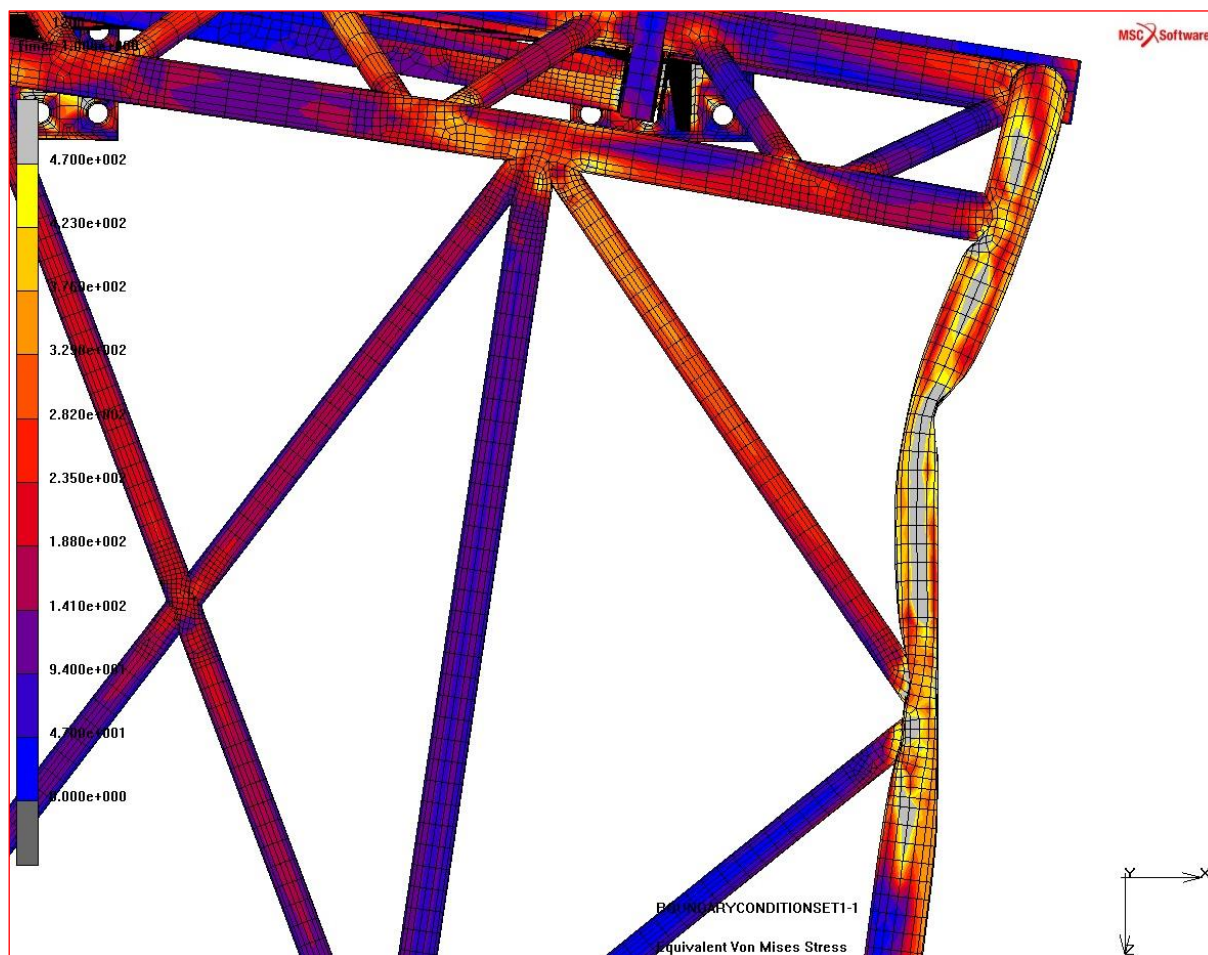
## PŘÍLOHA 6

*Boční zatěžování, konstrukce prvního návrhu celkový pohled, redukované napětí podle podmínky HMM, max. napětí 1086 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



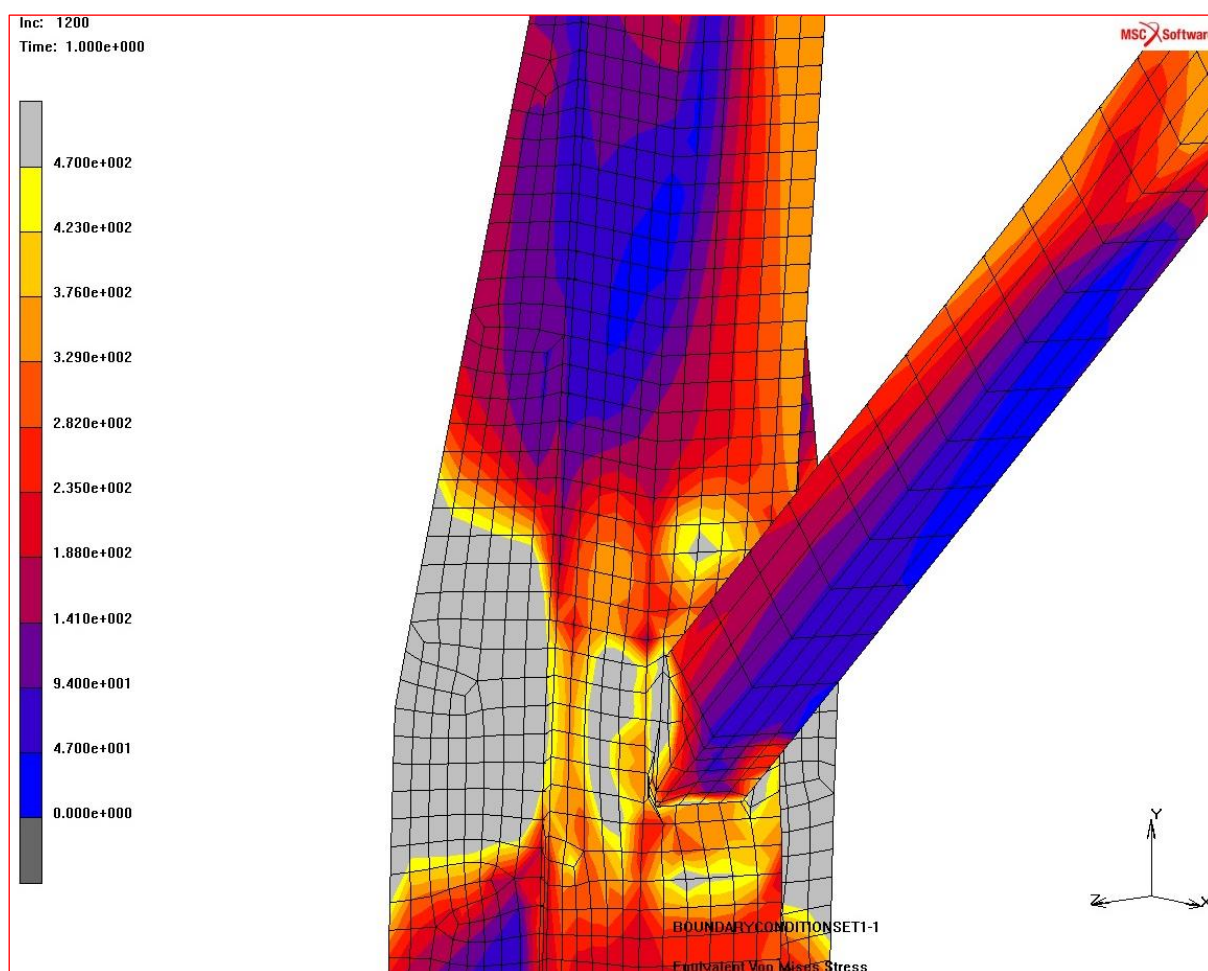
## PŘÍLOHA 7

*Boční zatěžování, horní část konstrukce v oblasti zatížení, redukované napětí podle podmínky HMM, max. napětí 759 MPa měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



**PŘÍLOHA 8**

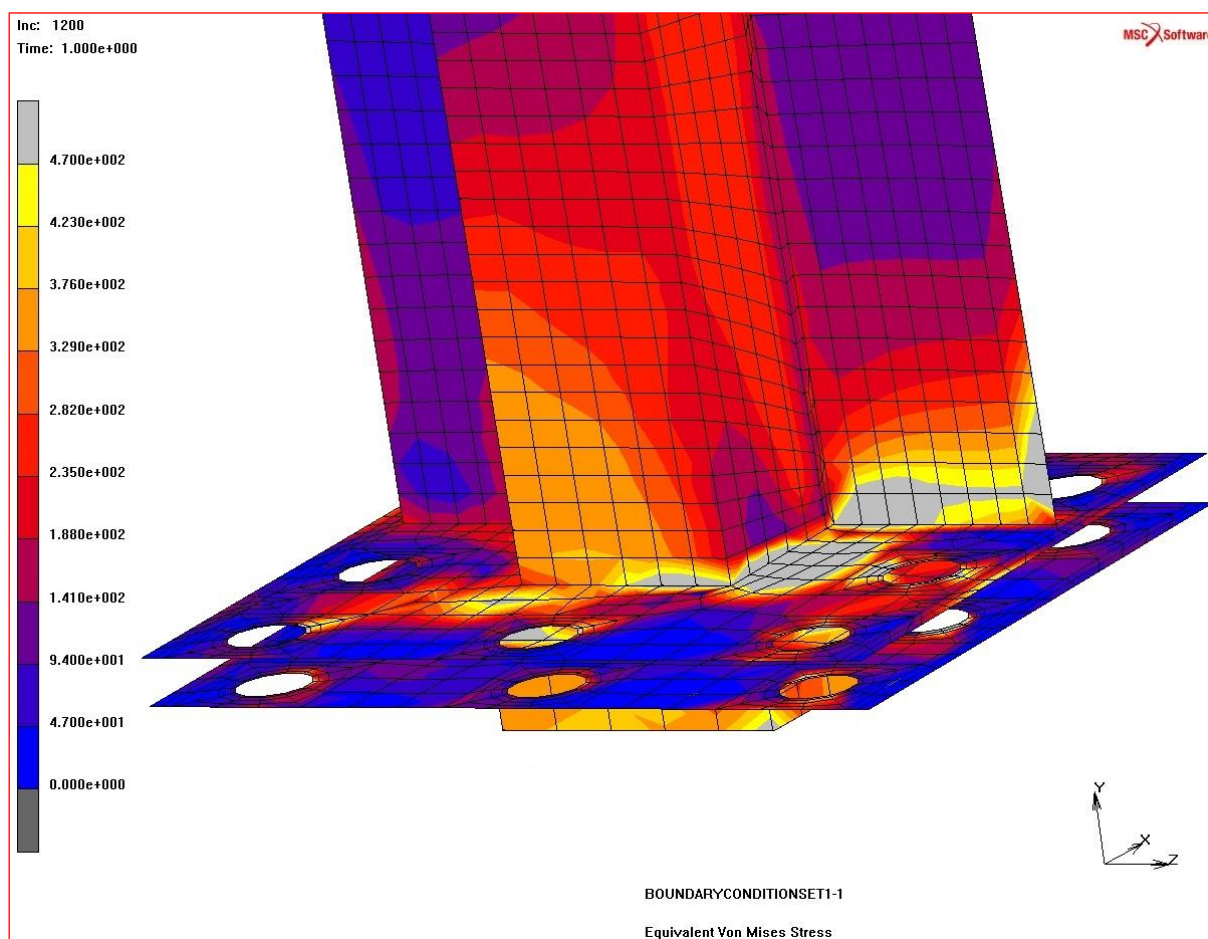
*Boční zatěžování, zadní nosný sloupek v oblasti napojení profilů, redukované napětí podle podmínky HMM, max. napětí 1086 MPa měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*





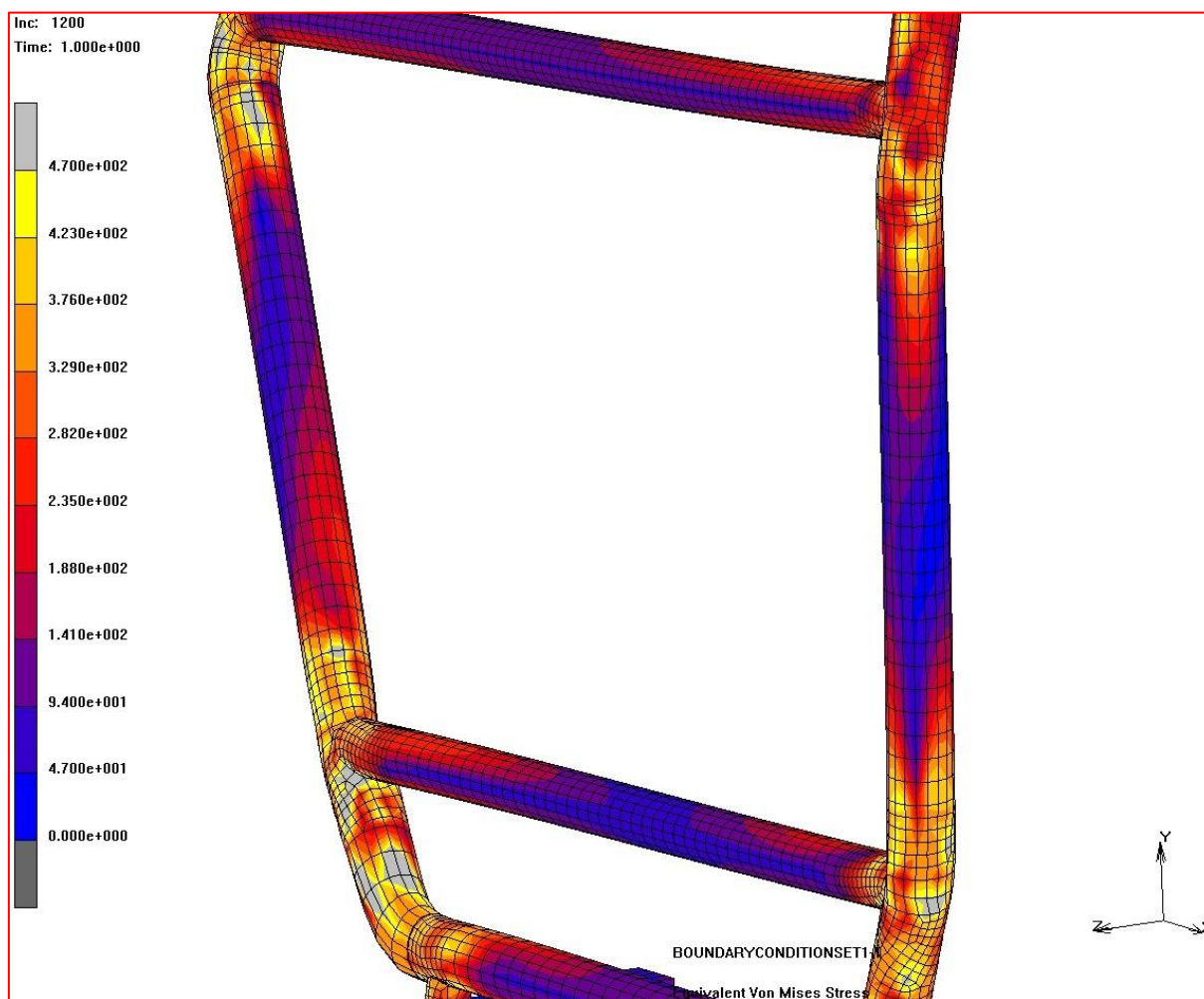
**PŘÍLOHA 9**

*Boční zatěžování, zadní nosný sloupek v oblasti ukotvení, redukované napětí podle podmínky HMM, max. napětí 795 MPa měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



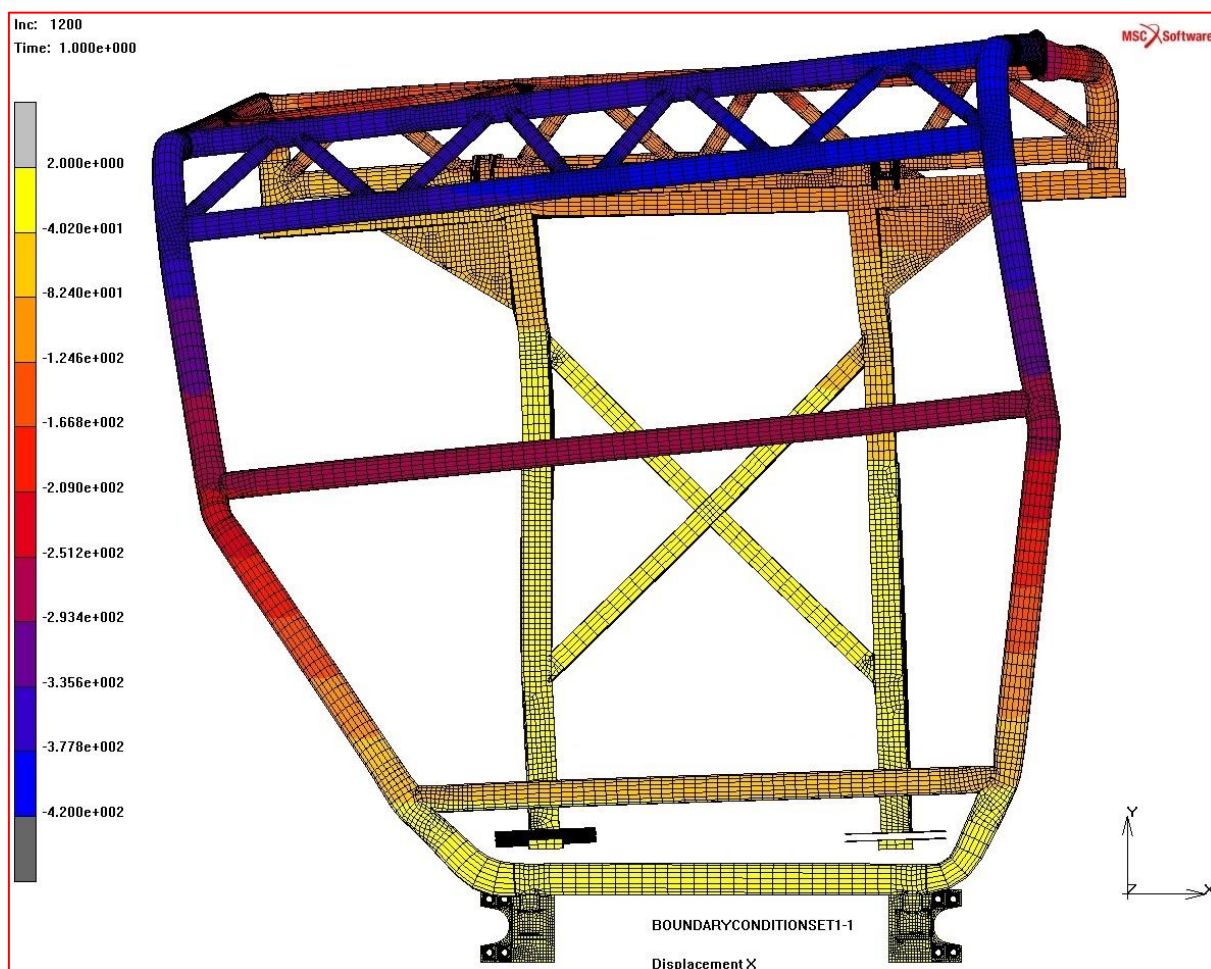
**PŘÍLOHA 10**

*Boční zatěžování, přední rám v oblasti předních sloupků, redukované napětí podle podmínky HMM, max. napětí 623 MPa měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



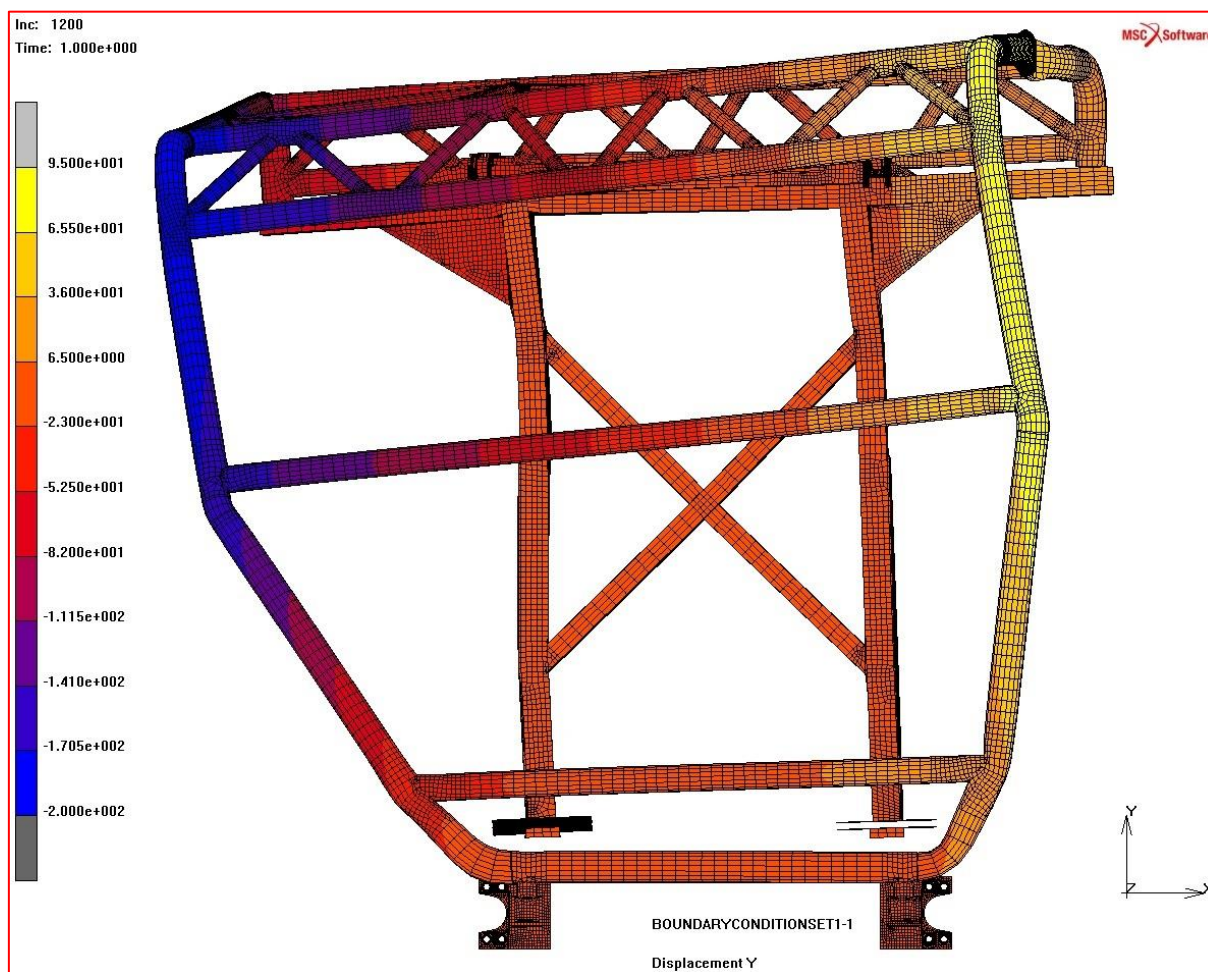
## PŘÍLOHA 11

*Boční zatěžování, deformace v ose X pohled zepředu, max. deformace 416 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice deformace  $2 \div (-420)$  mm.*



## PŘÍLOHA 12

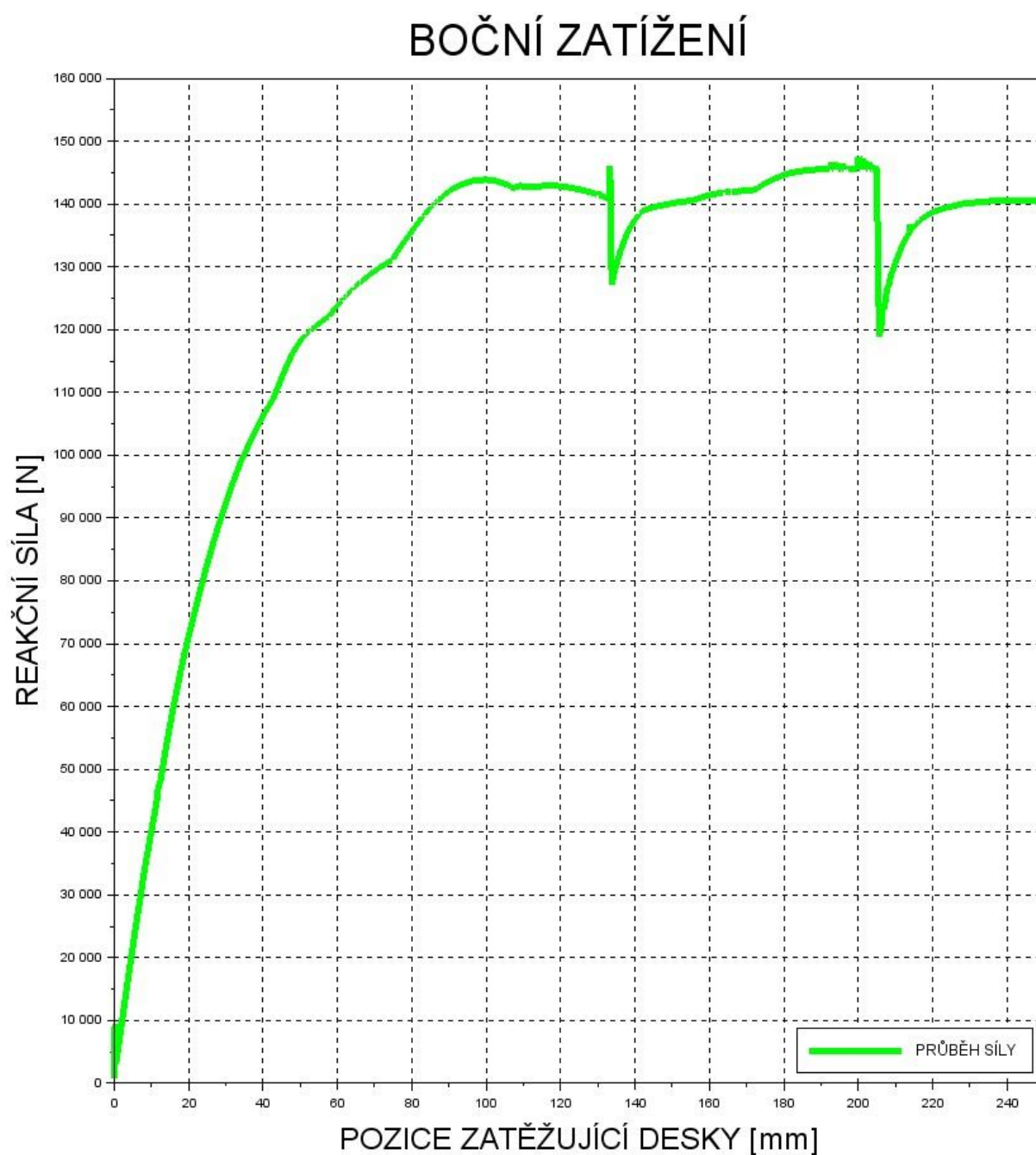
*Boční zatěžování, deformace v ose Y pohled zepředu, max. deformace 199 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice deformace  $95 \div (-200)$  mm.*





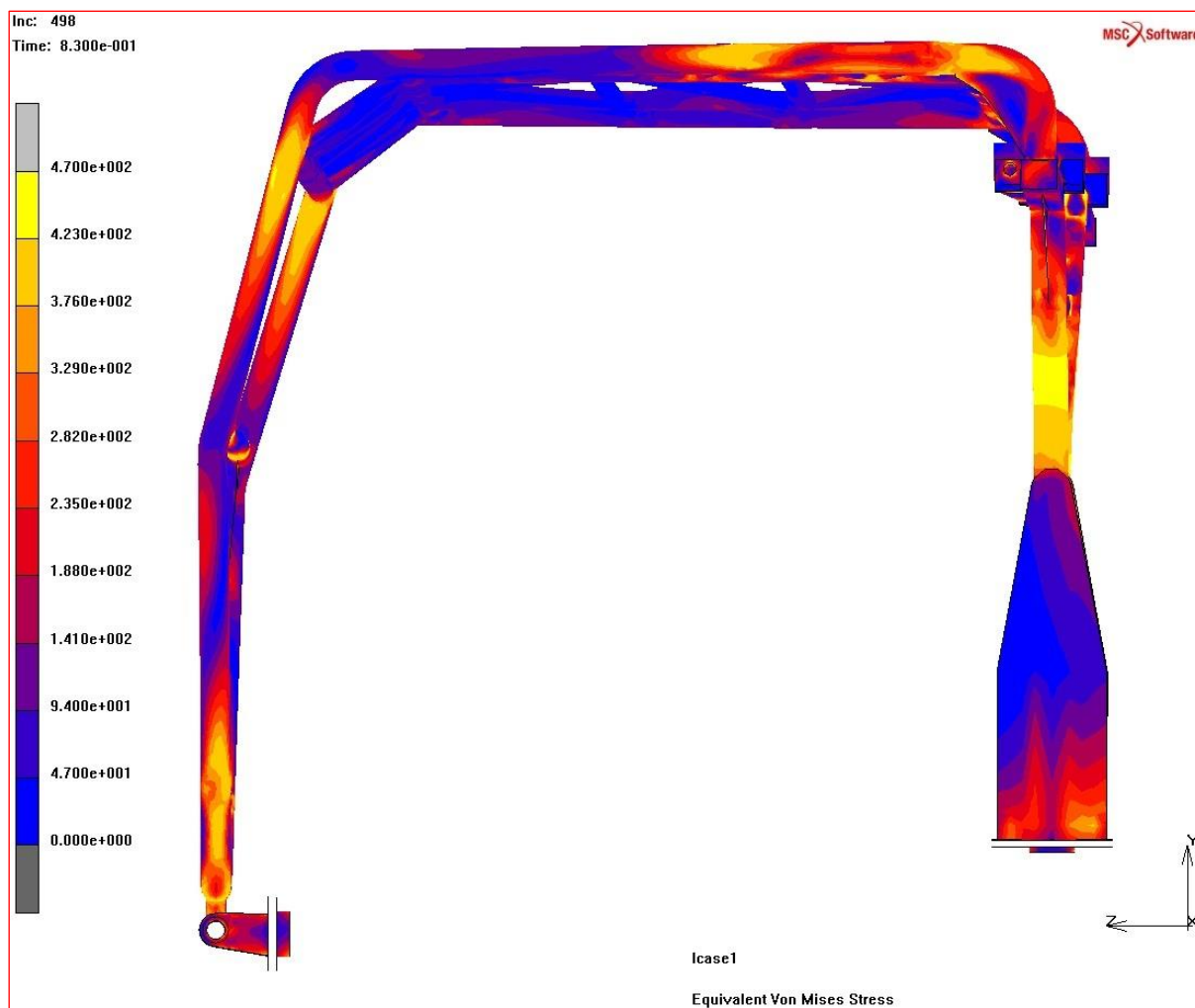
## PŘÍLOHA 13

Podélné zatěžování, graf prvního návrhu, průběh velikosti reakční síly na poloze zatěžující desky, max. reakční síla 147 563 N, max. posuv 245 mm, osa X pozice zatěžující desky 0 ÷ 245 mm, osa Y, reakční síla 0 ÷ 160 000 N.



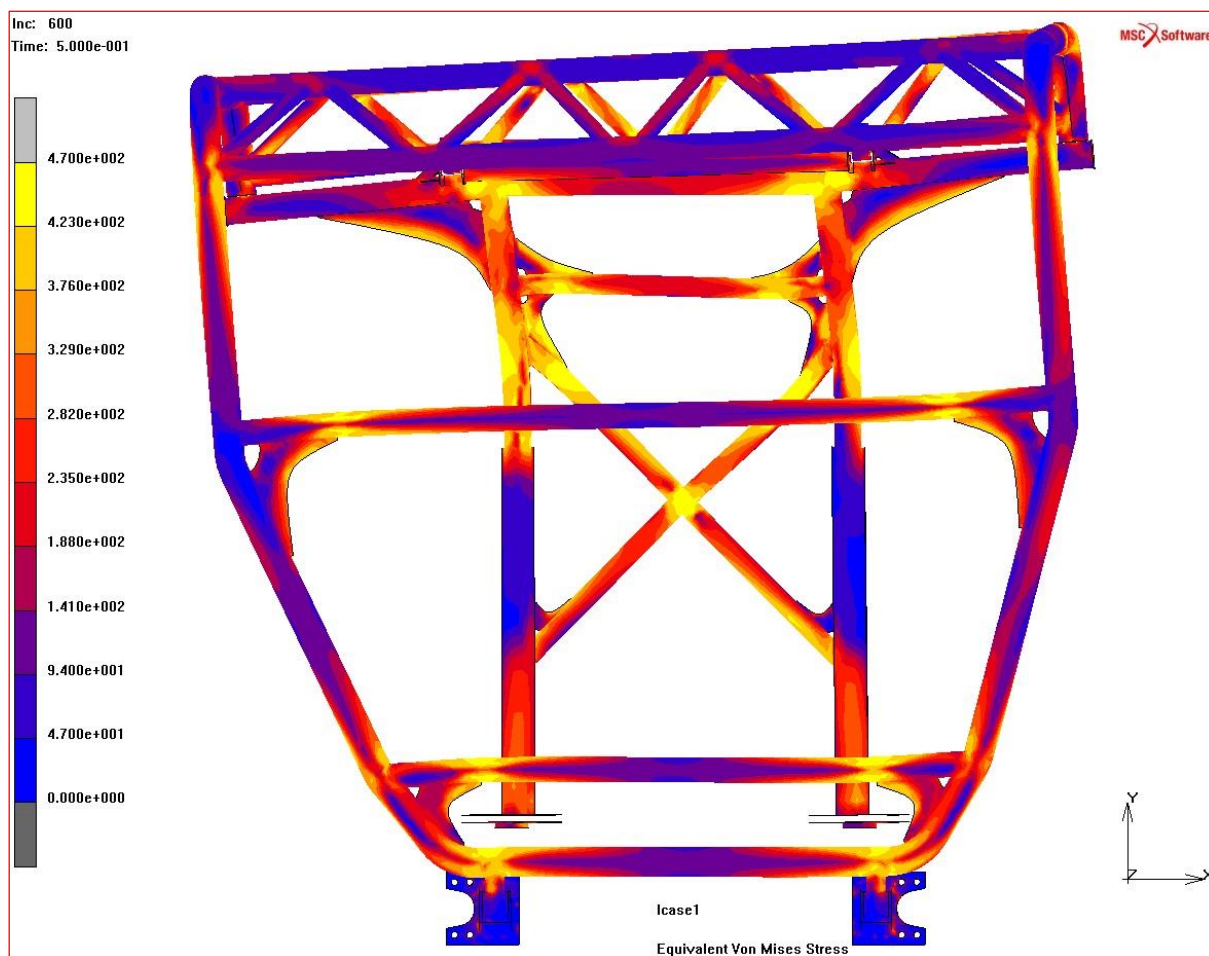
**PŘÍLOHA 14**

*Boční zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu pohled z boku, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 486 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



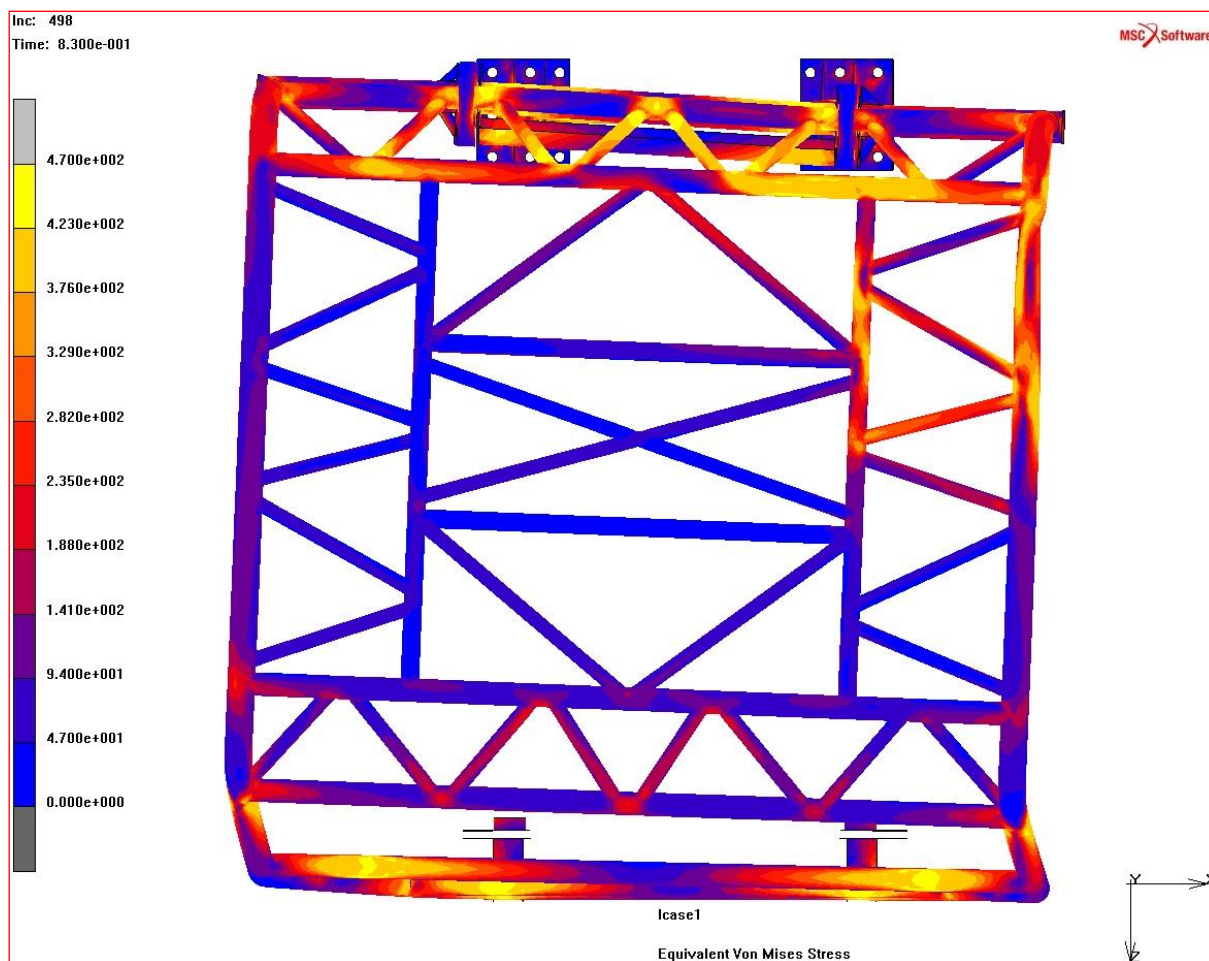
**PŘÍLOHA 15**

*Boční zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu pohled zepředu, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 486 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



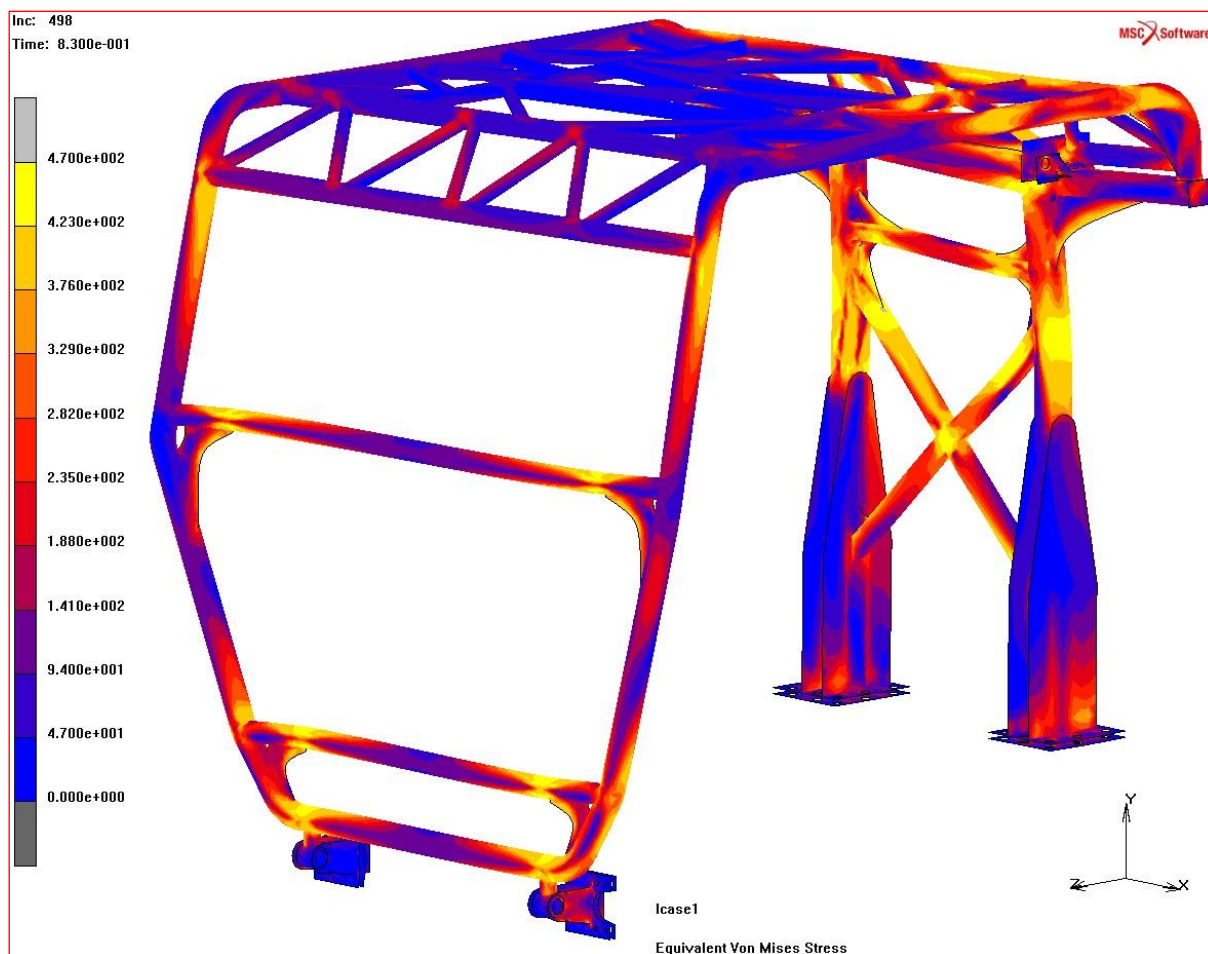
**PŘÍLOHA 16**

*Boční zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu pohled shora, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 486 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



**PŘÍLOHA 17**

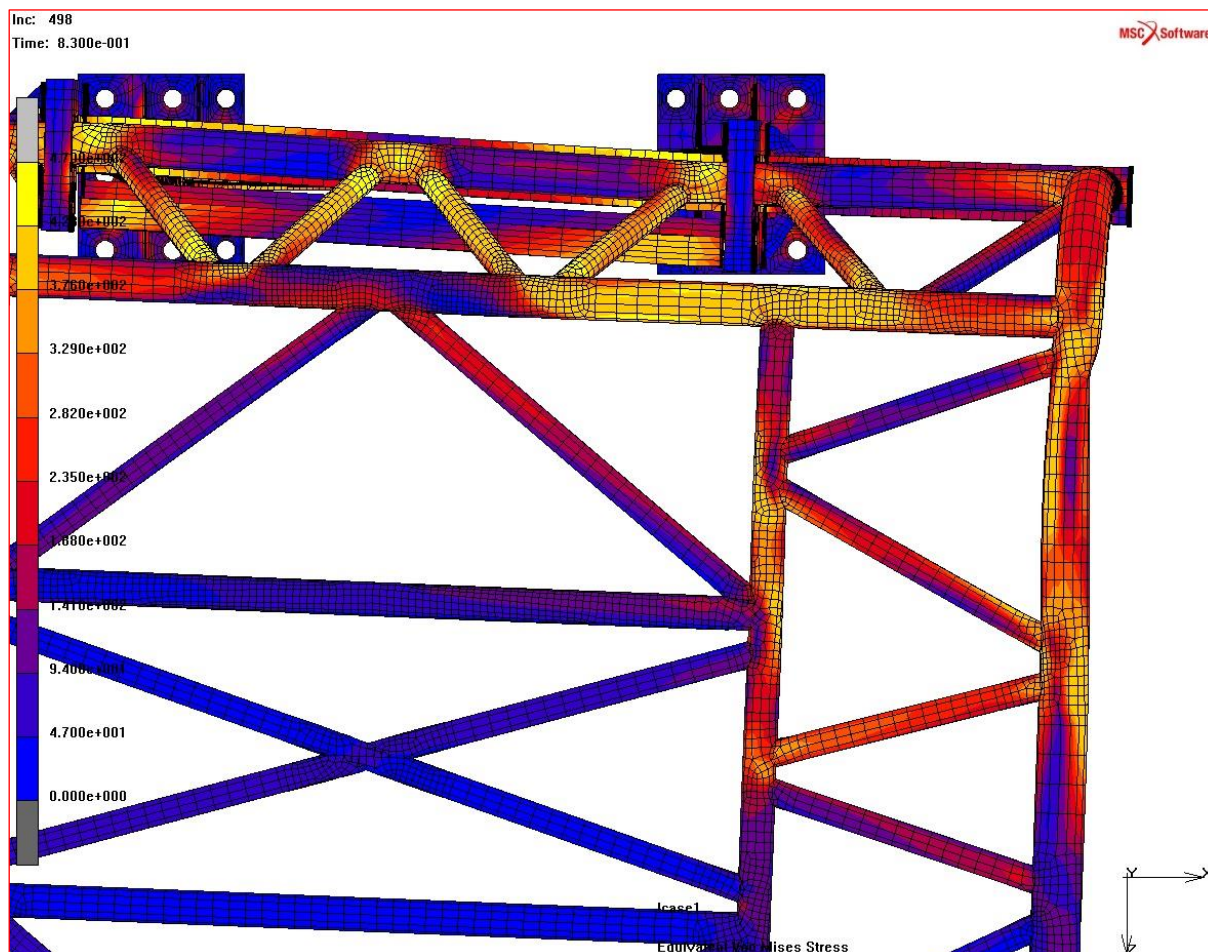
*Boční zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu celkový pohled, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 486 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*





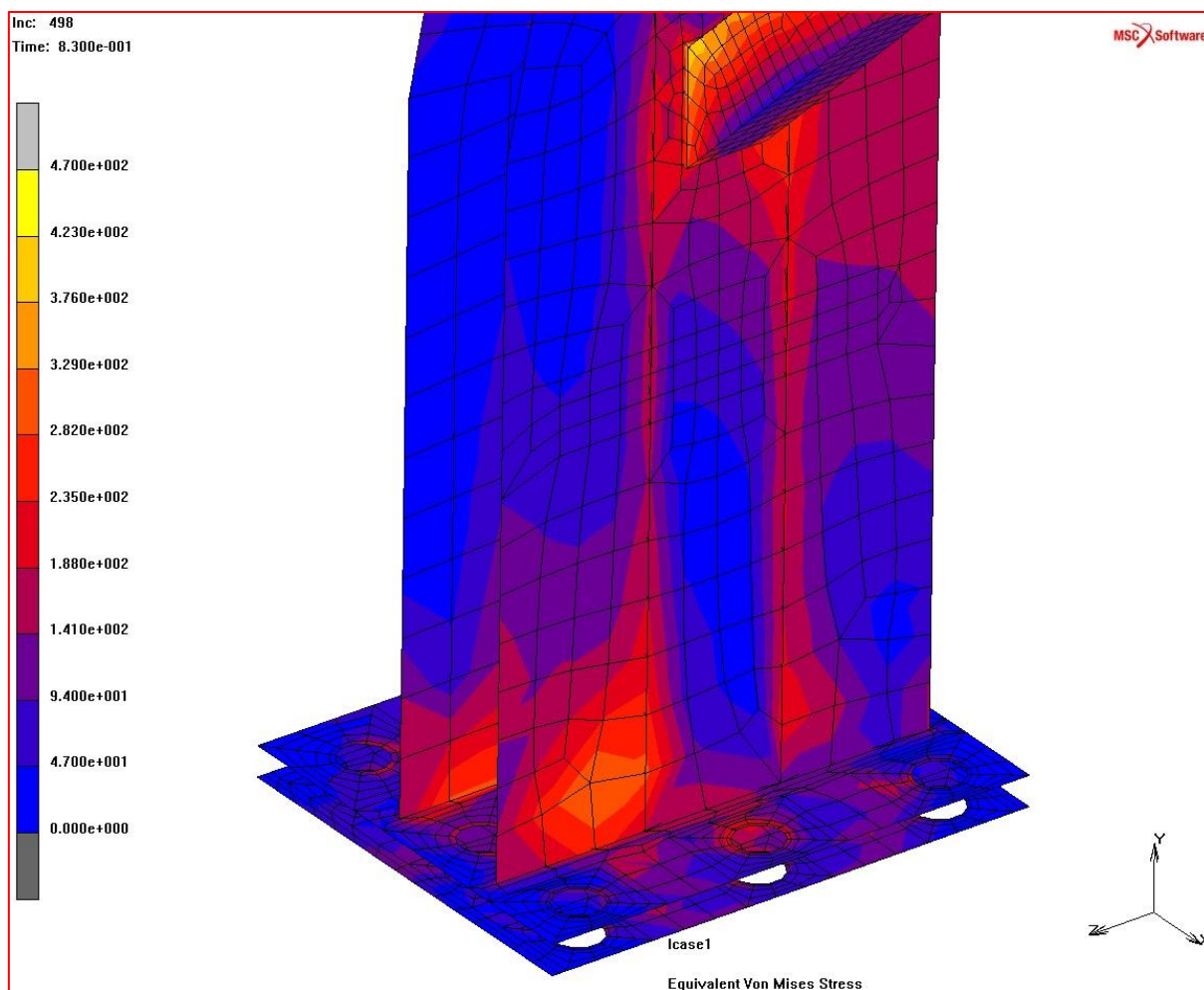
**PŘÍLOHA 18**

*Boční zatěžování, horní část konstrukce v oblasti zatížení, redukované napětí podle podmínky HMM, max. napětí 438 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



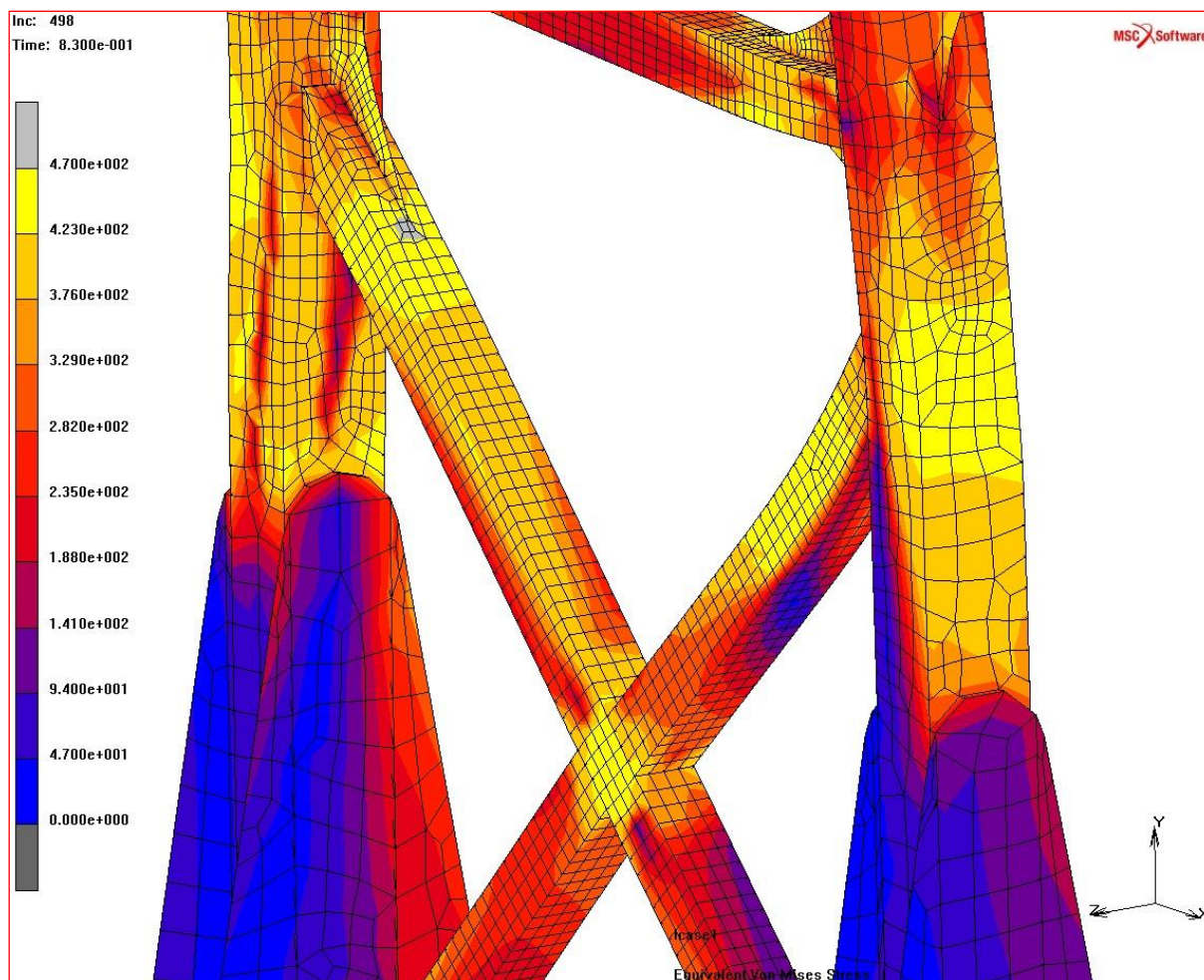
**PŘÍLOHA 19**

*Boční zatěžování, zadní nosný sloupek v oblasti napojení profilů, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 486 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



**PŘÍLOHA 20**

*Boční zatěžování, zadní nosný sloupek v oblasti nad spodním vyztužením, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 486 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*





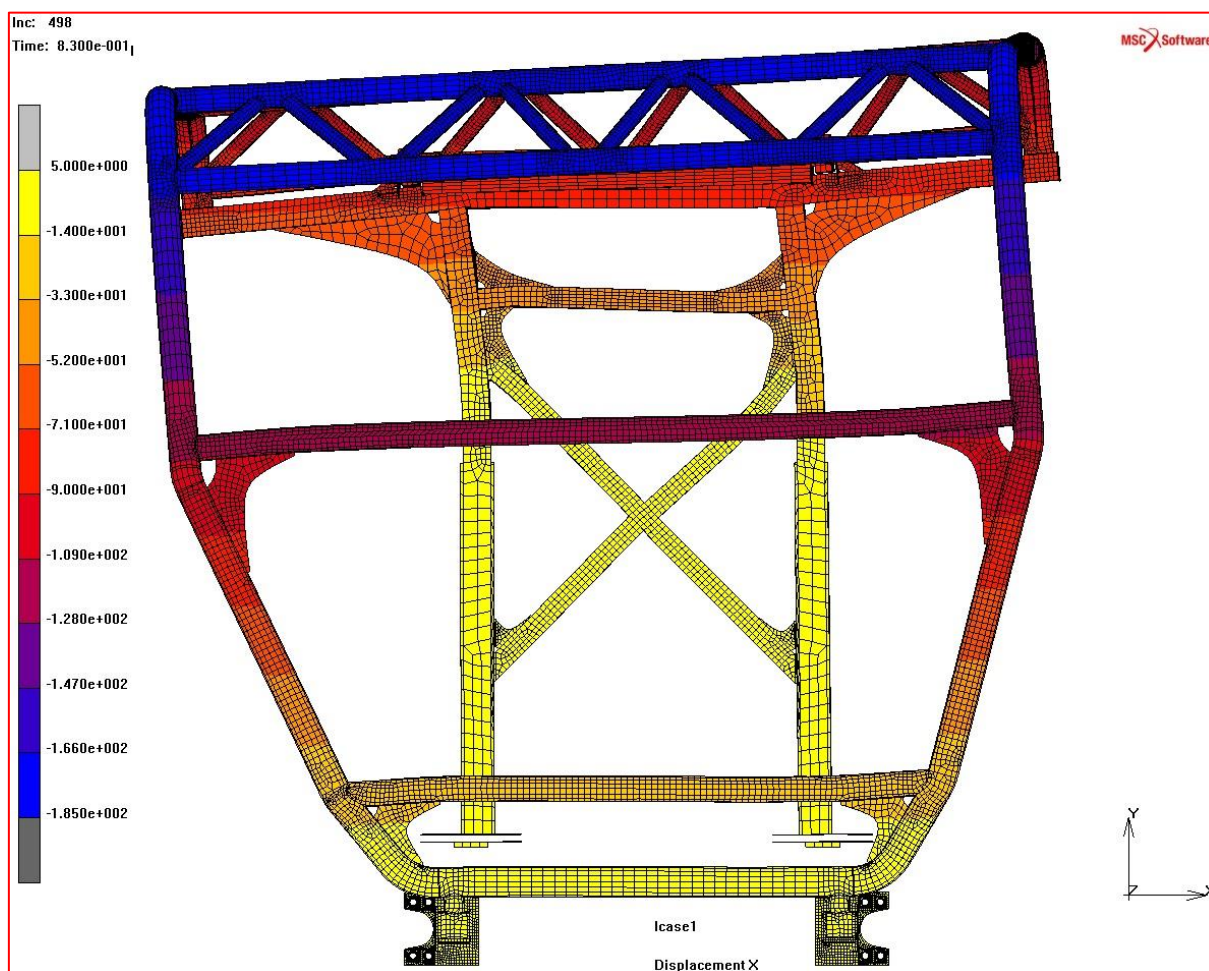
**PŘÍLOHA 21**

*Boční zatěžování, oblast přední části konstrukce, redukované napětí podle podmínky HMM, max. napětí 431 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



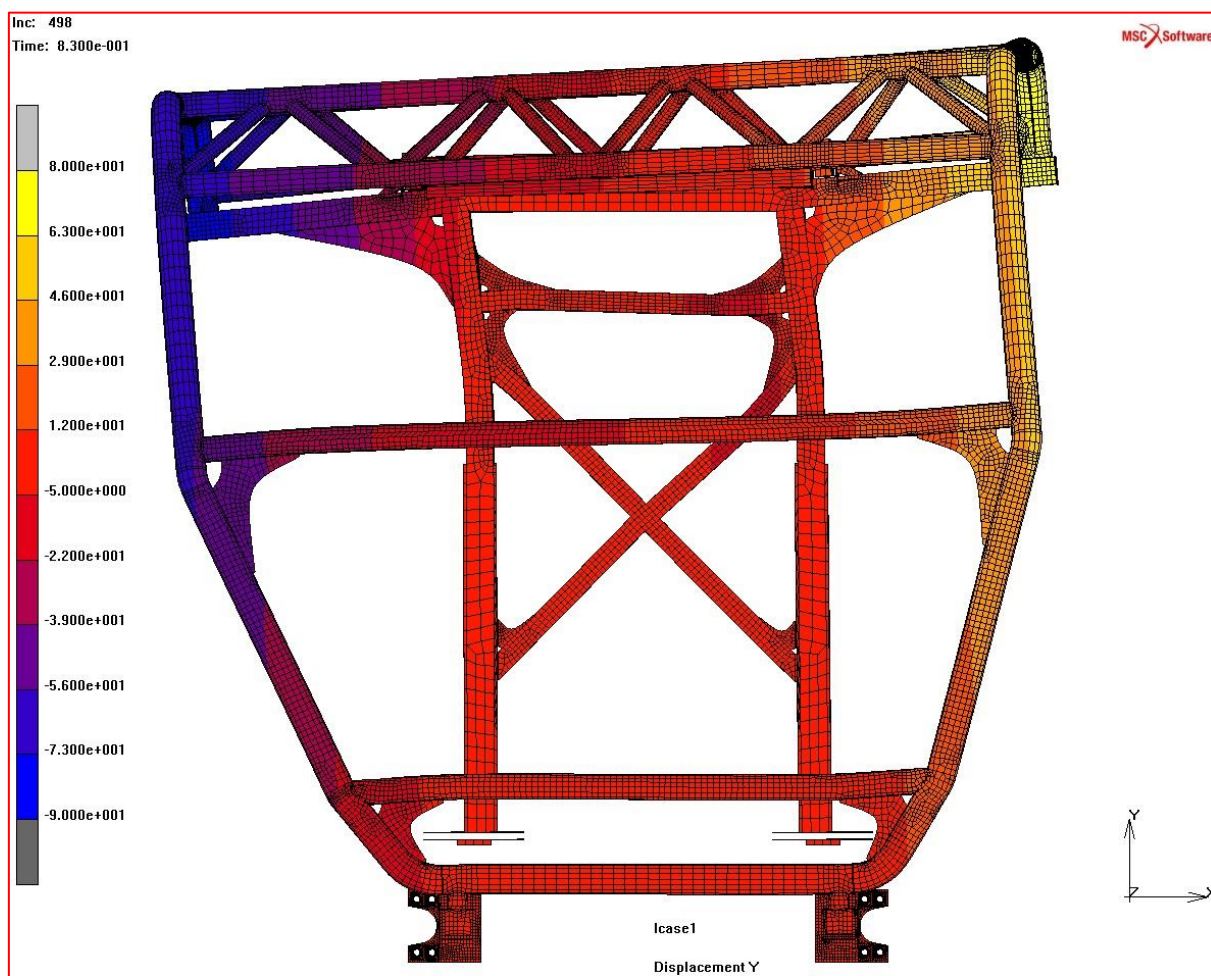
**PŘÍLOHA 22**

*Boční zatěžování, deformace v ose X pohled zepředu, max. deformace 183 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice deformace  $5 \div (-185)$  mm.*



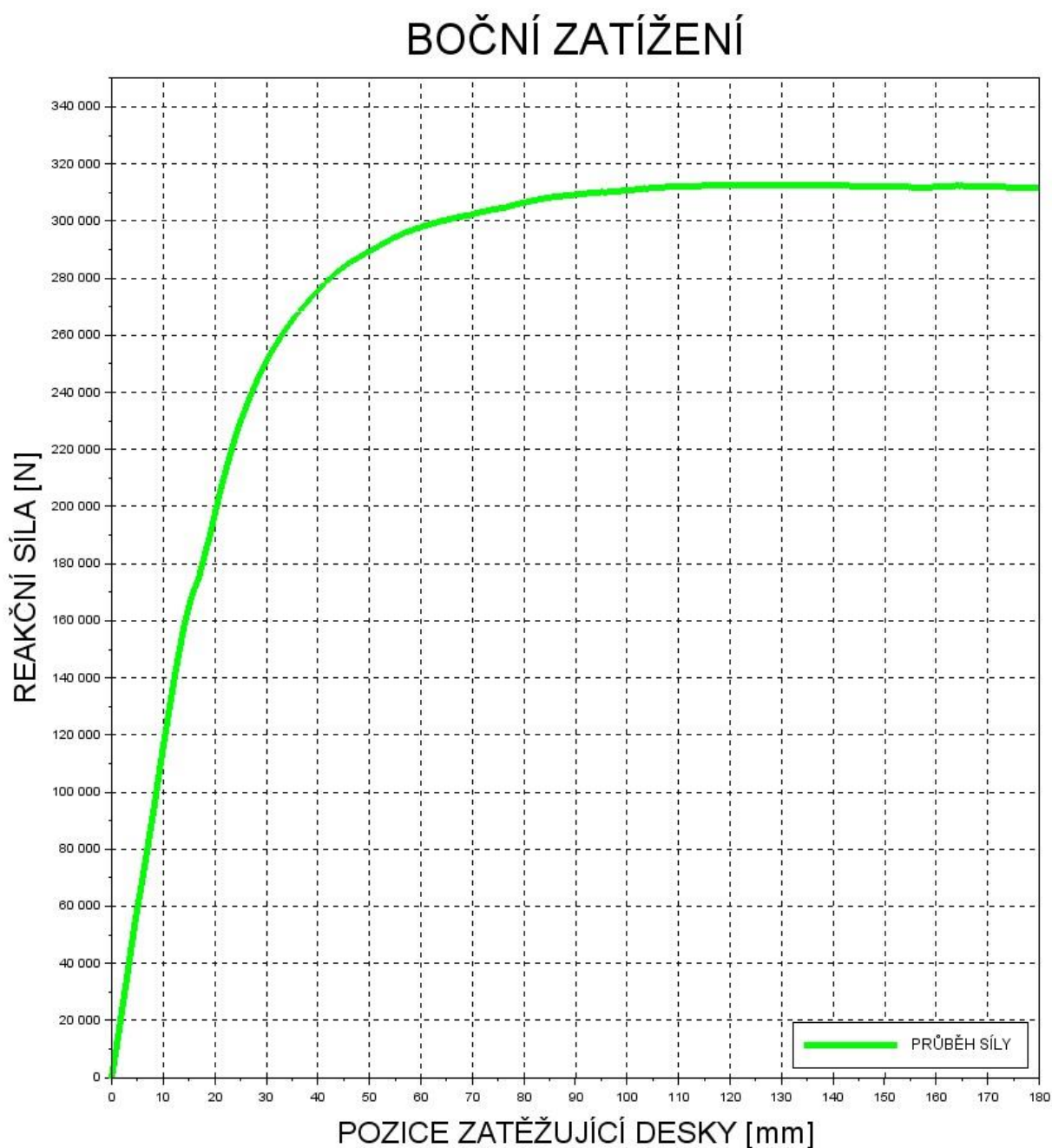
**PŘÍLOHA 23**

*Boční zatěžování, deformace v ose Y pohled zepředu, max. deformace 85 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice deformace 8 ÷ (-90) mm.*



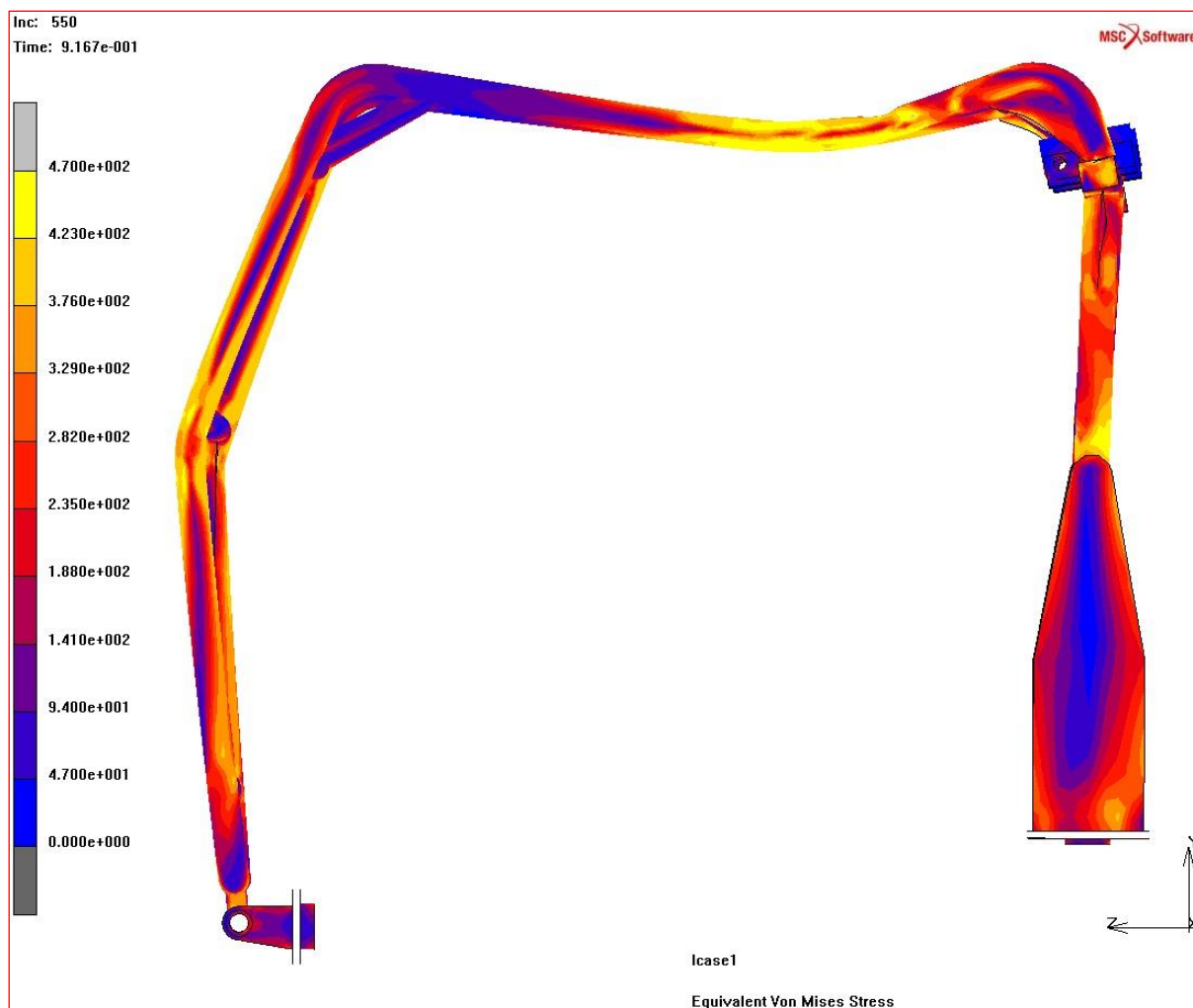
**PŘÍLOHA 24**

*Boční zatěžování, graf optimalizovaného návrhu, průběh velikosti reakční síly na poloze zatěžující desky, max. reakční síla 314 534 N, max. posuv 180 mm, osa X pozice zatěžující desky 0 ÷ 180 mm, osa Y reakční síla 0 ÷ 340 000 N.*



**PŘÍLOHA 25**

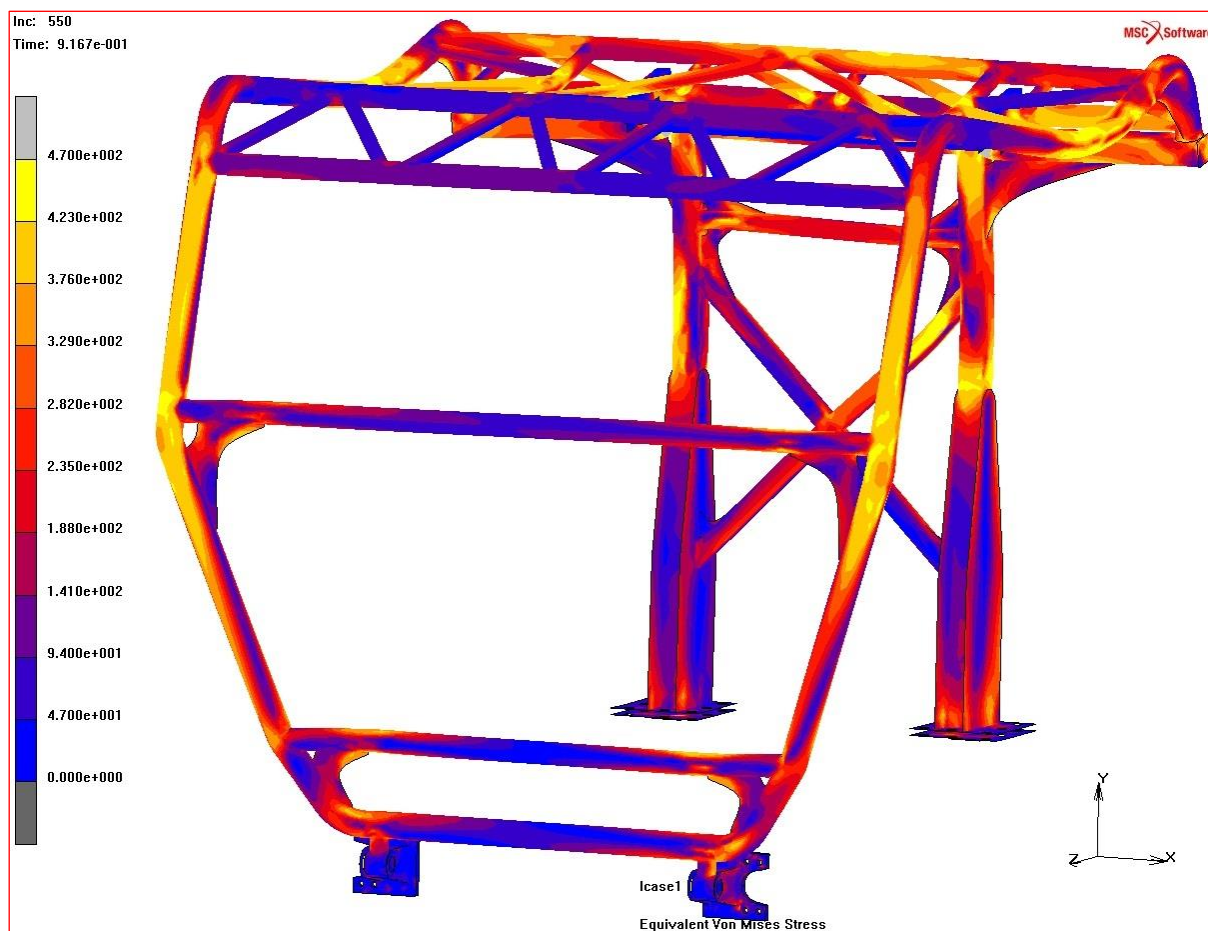
*Svislé zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu z boku, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 479 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*





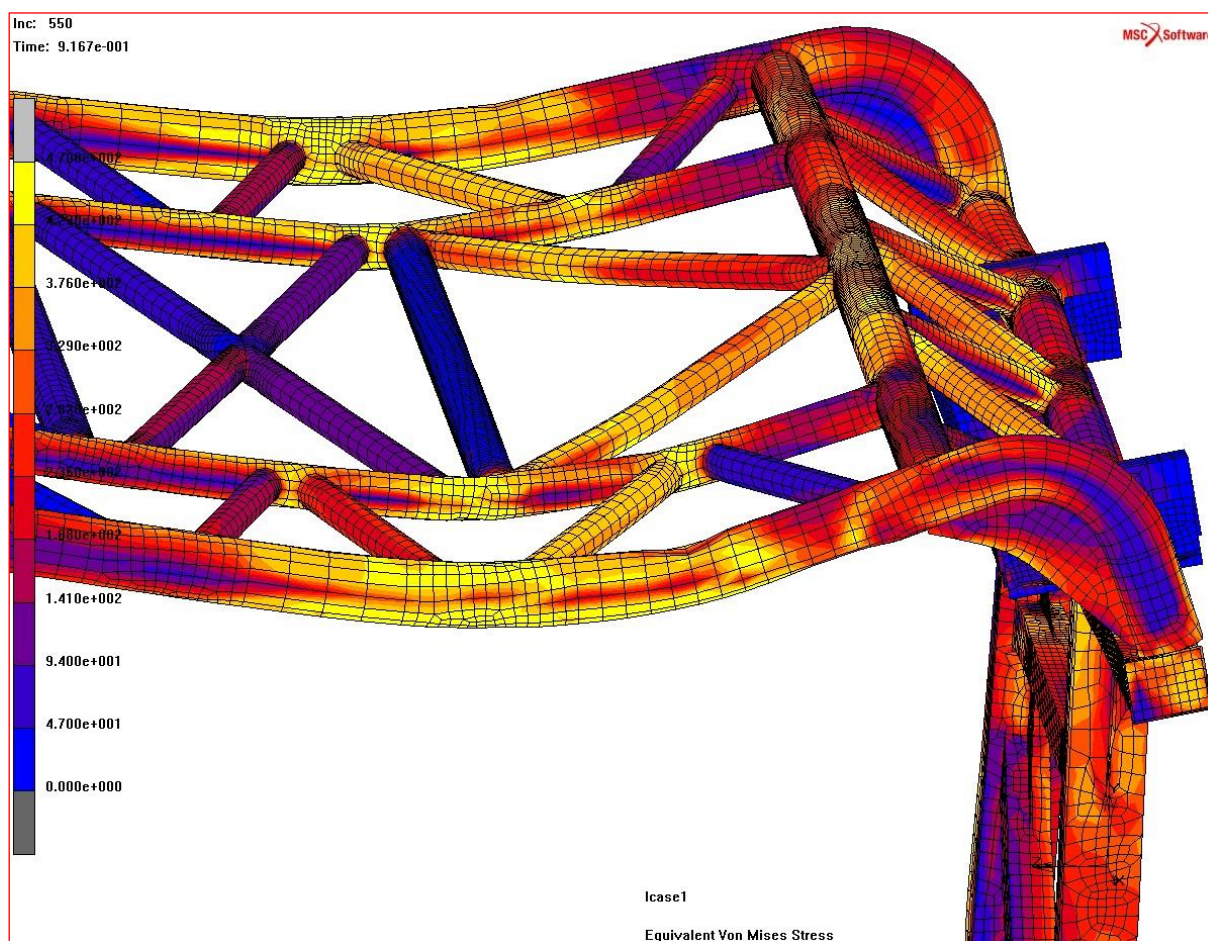
**PŘÍLOHA 26**

*Svislé zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu celkový pohled, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 479 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



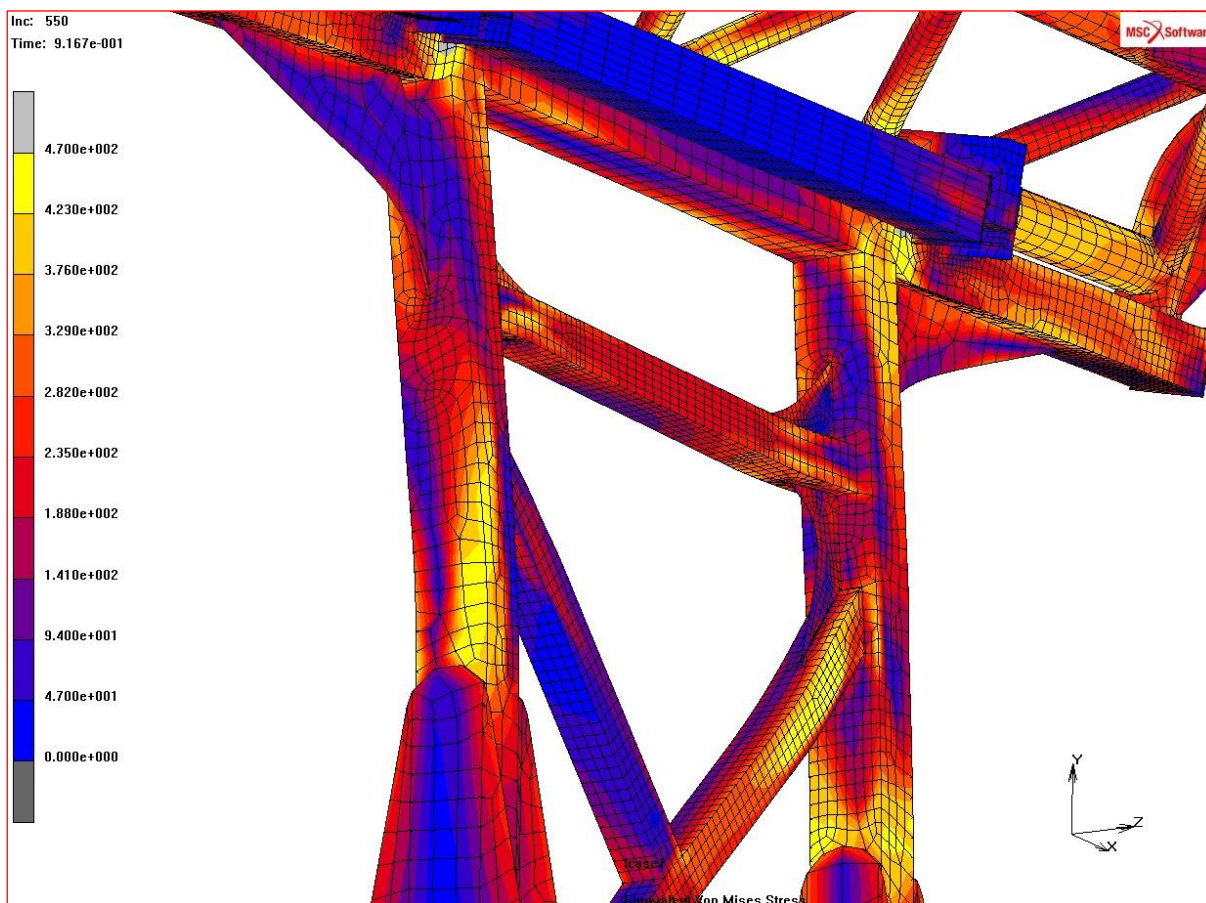
**PŘÍLOHA 27**

*Svislé zatěžování, horní část konstrukce v oblasti zatížení, redukované napětí podle podmínky HMM, max. napětí 463 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



**PŘÍLOHA 28**

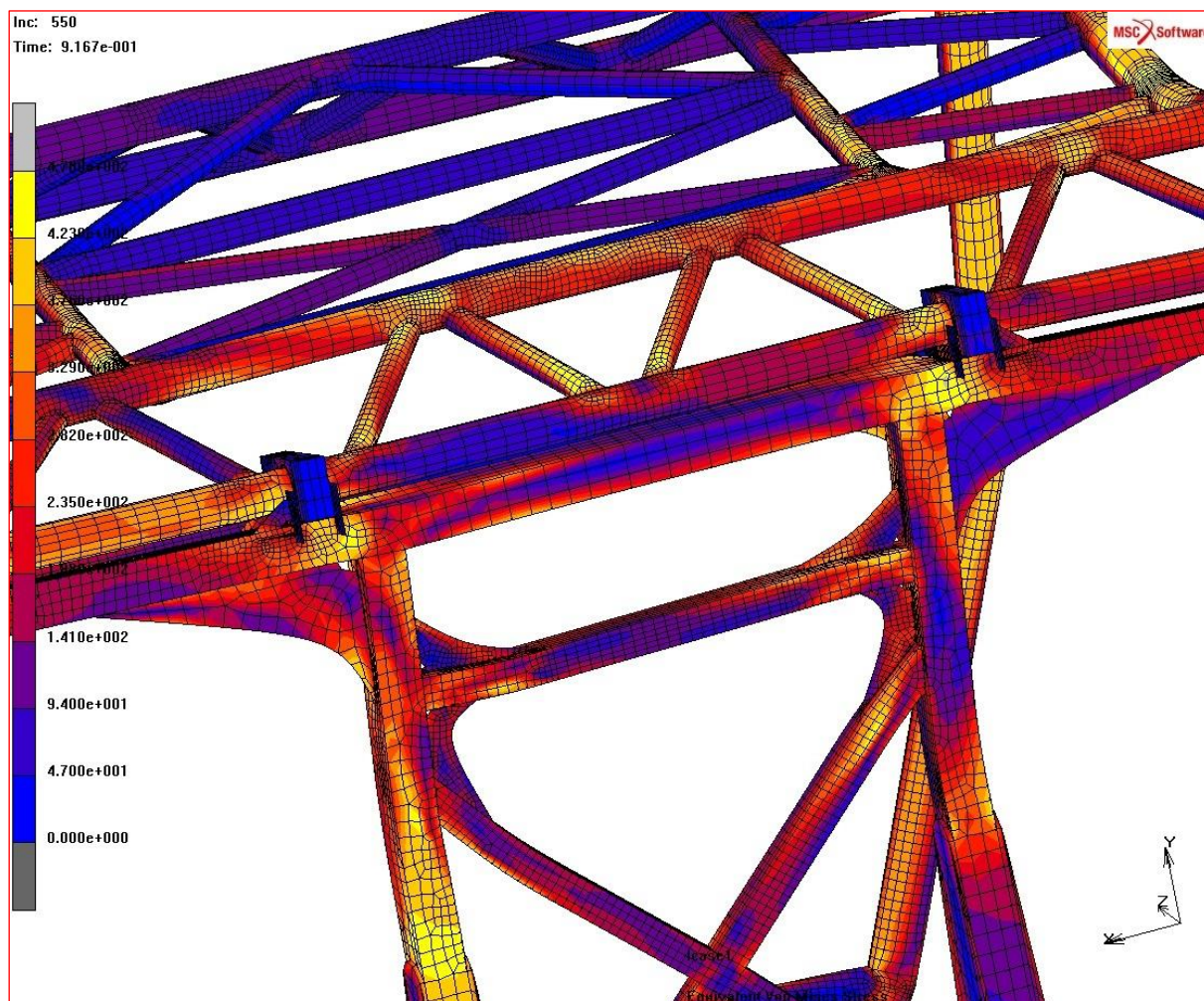
*Svislé zatěžování, zadní rám pohled z vnitřní strany, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 479 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*





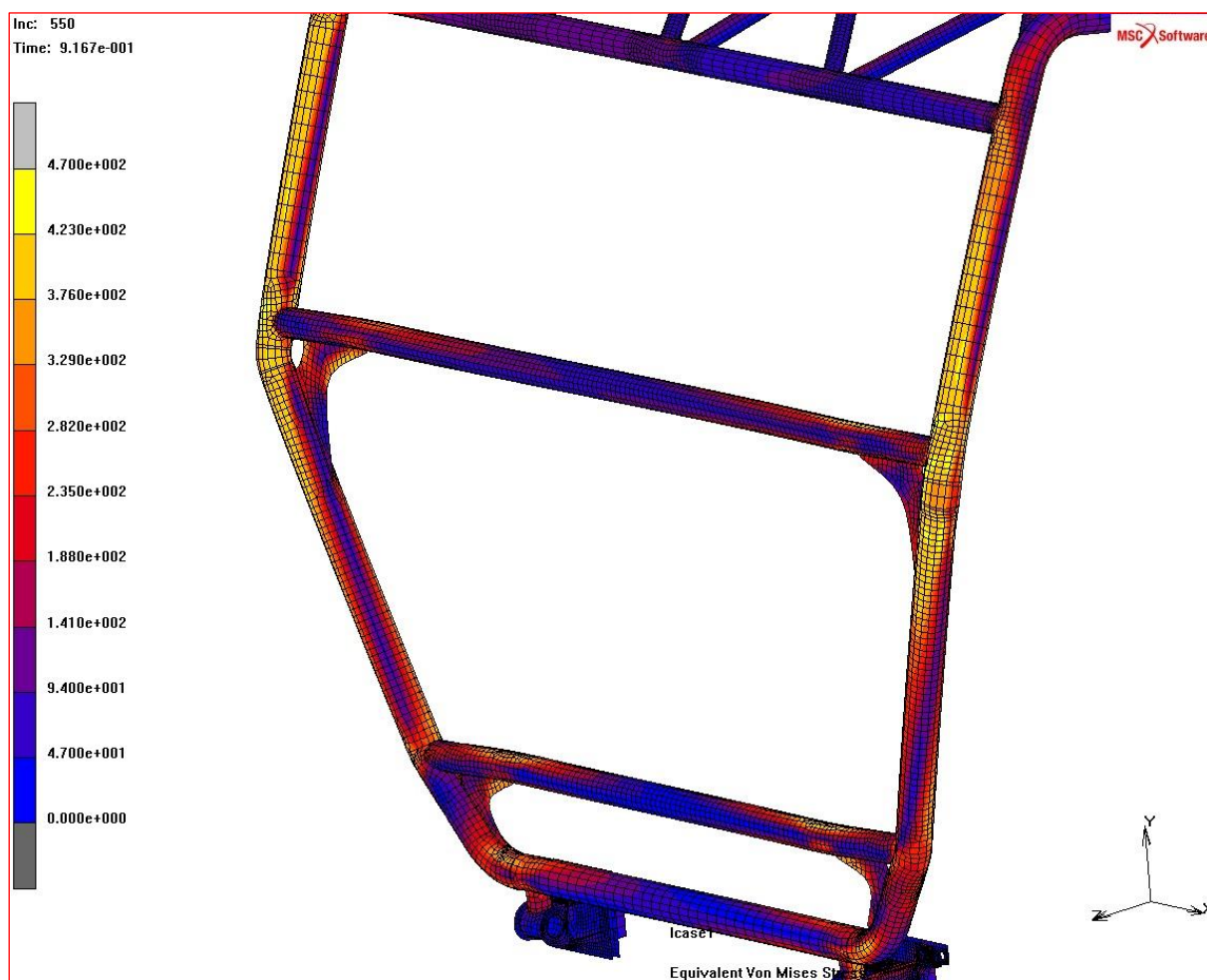
**PŘÍLOHA 29**

*Svislé zatěžování, zadní rám pohled z vnější strany, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 471 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



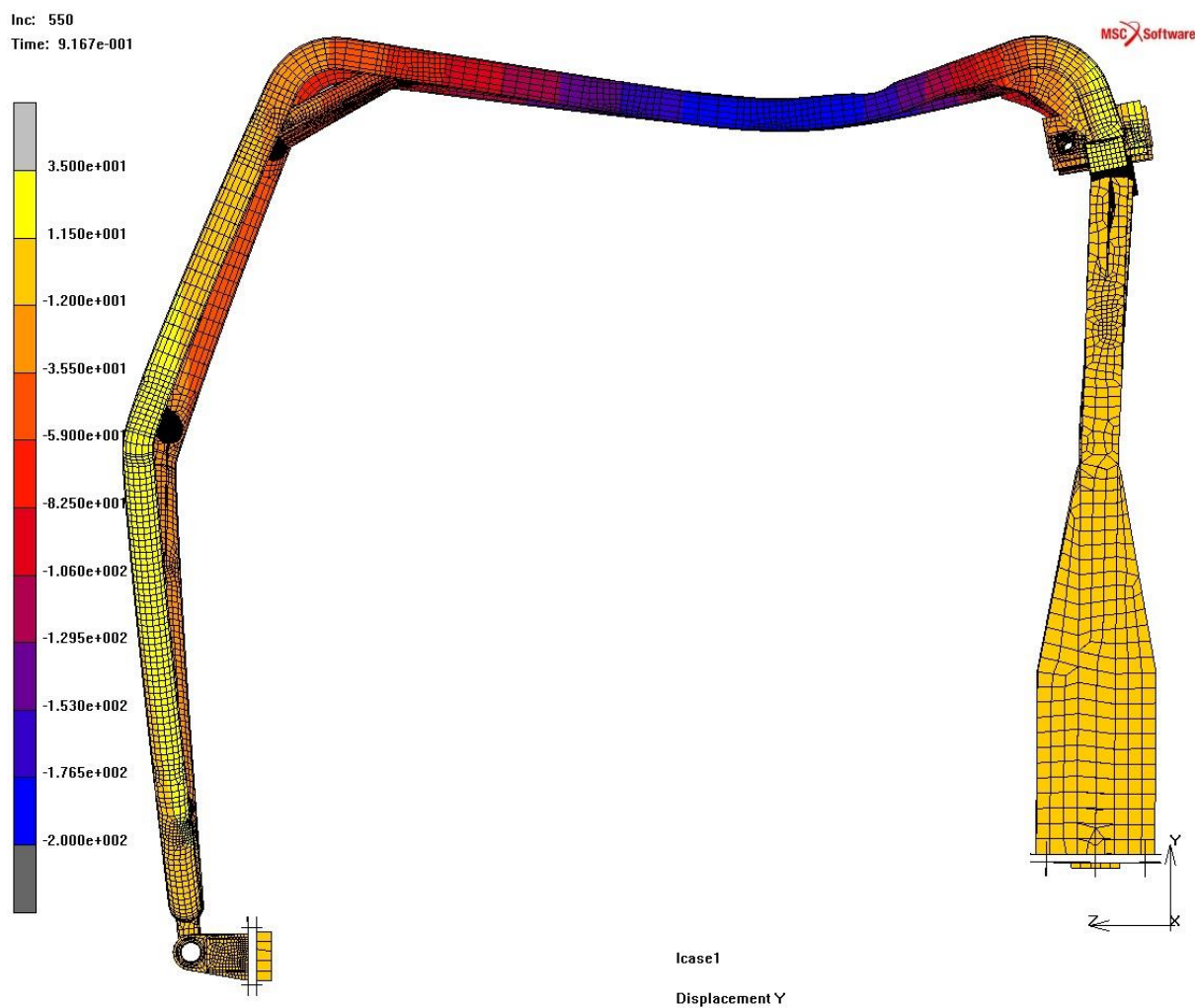
**PŘÍLOHA 30**

*Svislé zatěžování, oblast přední části konstrukce, redukované napětí podle podmínky HMM, max. napětí 439 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



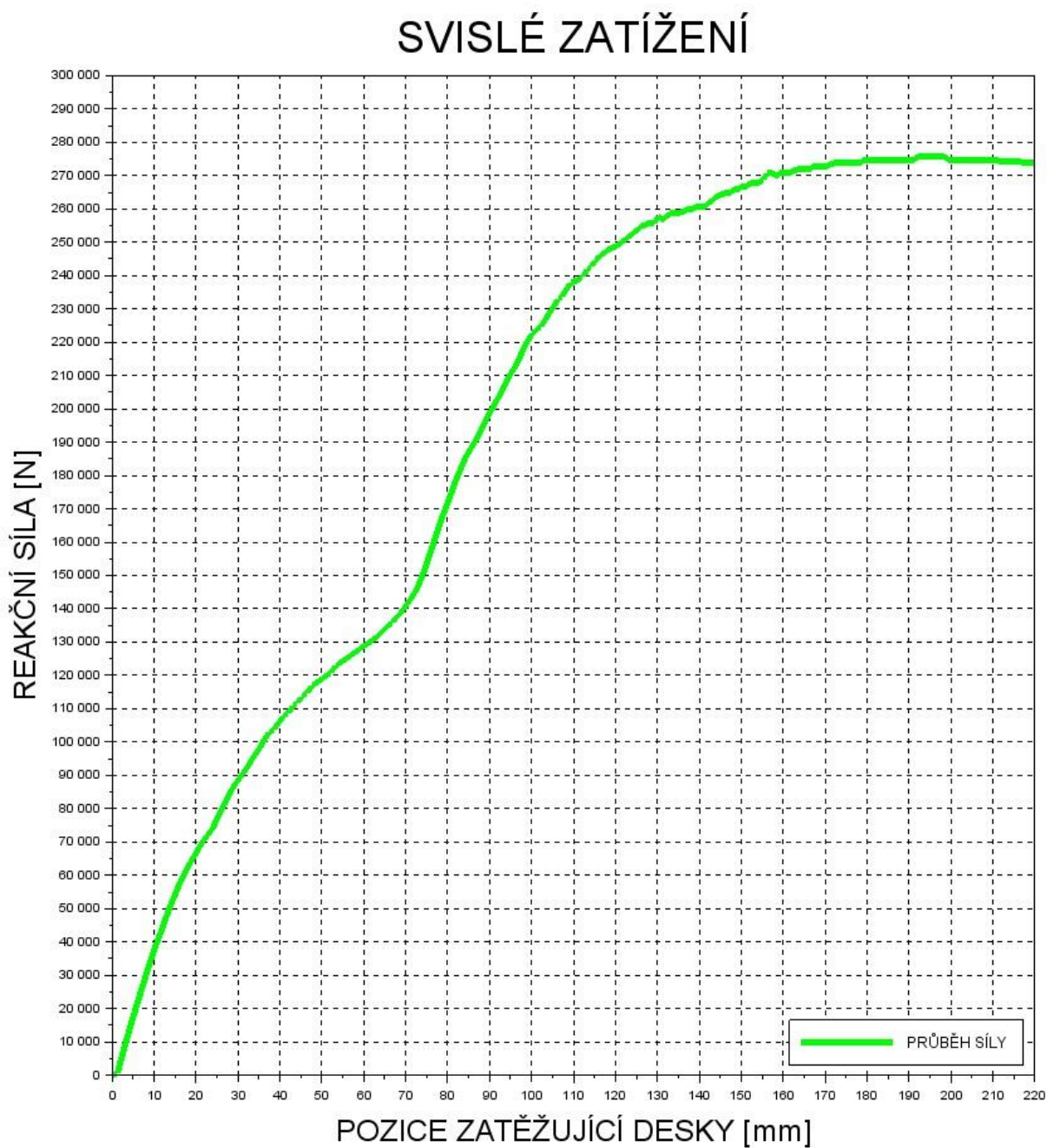
## PŘÍLOHA 31

*Svislé zatěžování, deformace v ose Y pohled z boku, max. deformace 199, měřítko deformace 1:1, stupnice deformace  $35 \div (-200)$  mm.*



## PŘÍLOHA 32

*Svislé zatěžování, graf optimalizovaného návrhu, průběh velikosti reakční síly na poloze zatěžující desky, max. reakční síla 278 684 N, max. posuv 220 mm, osa X pozice zatěžující desky 0 ÷ 220 mm, osa Y reakční síla 0 ÷ 300 000 N.*





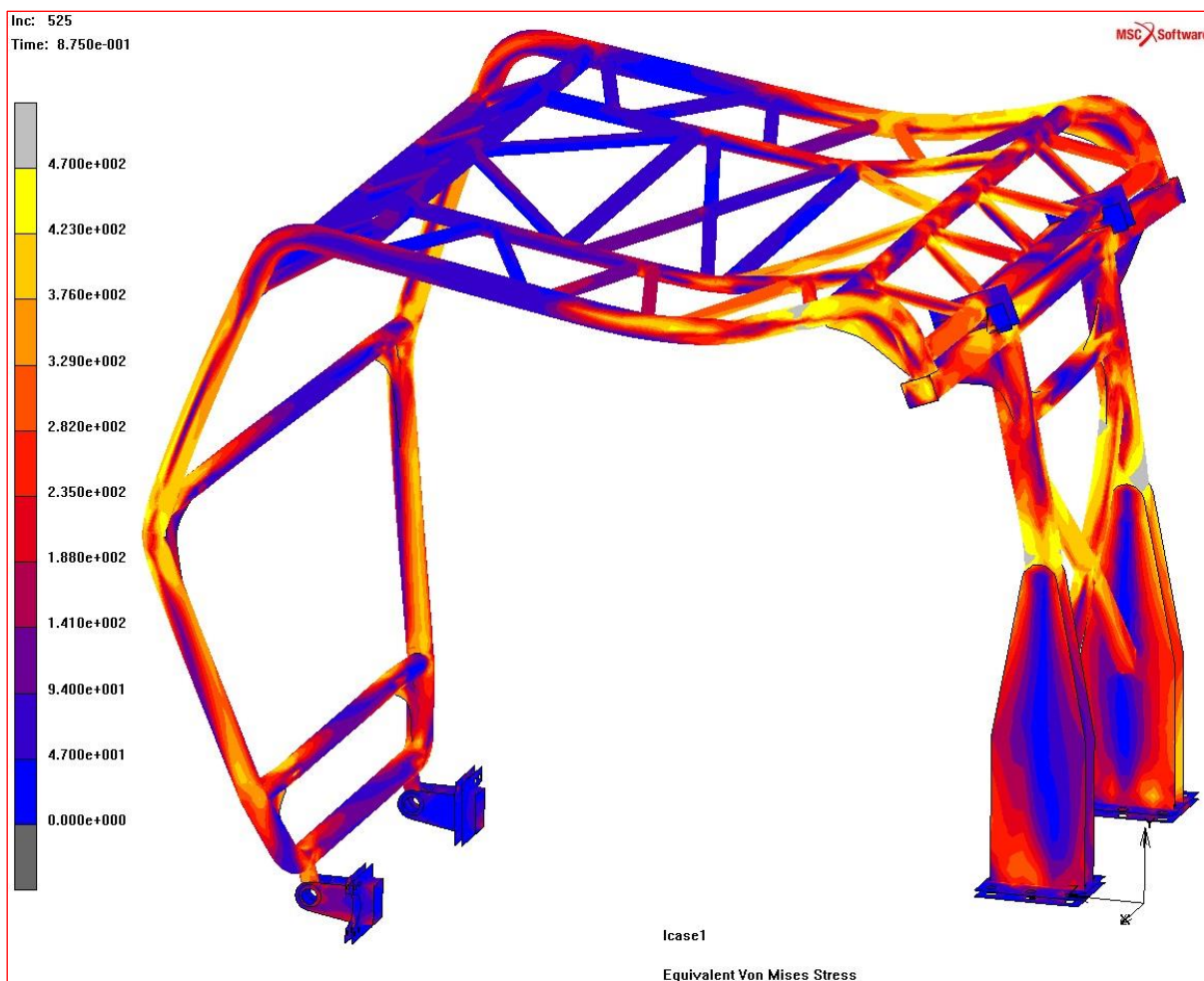
**PŘÍLOHA 33**

*Podélné zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu pohled z boku, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 521 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



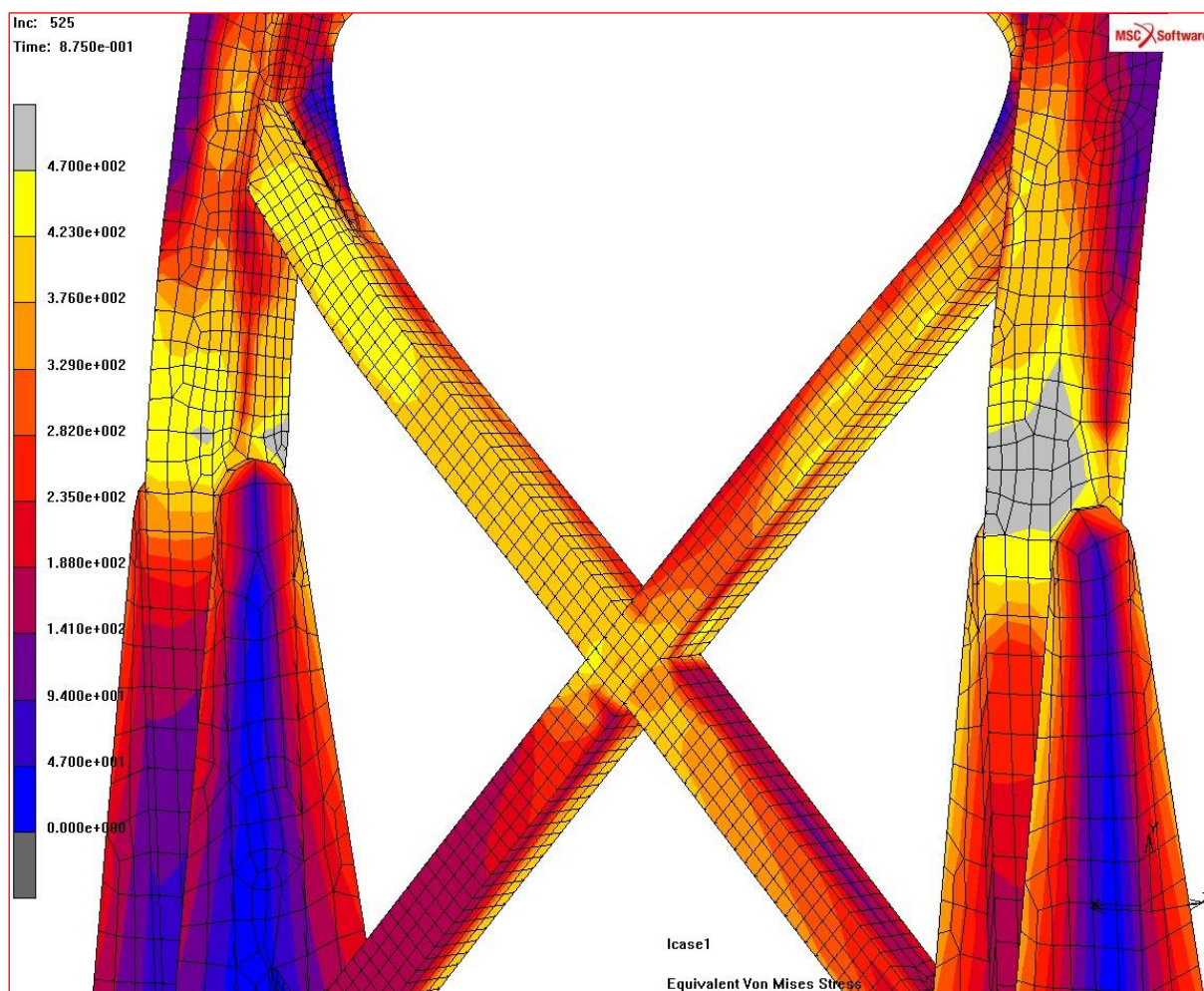
**PŘÍLOHA 34**

*Podélné zatěžování, konstrukce optimalizovaného návrhu celkový pohled, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 521 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



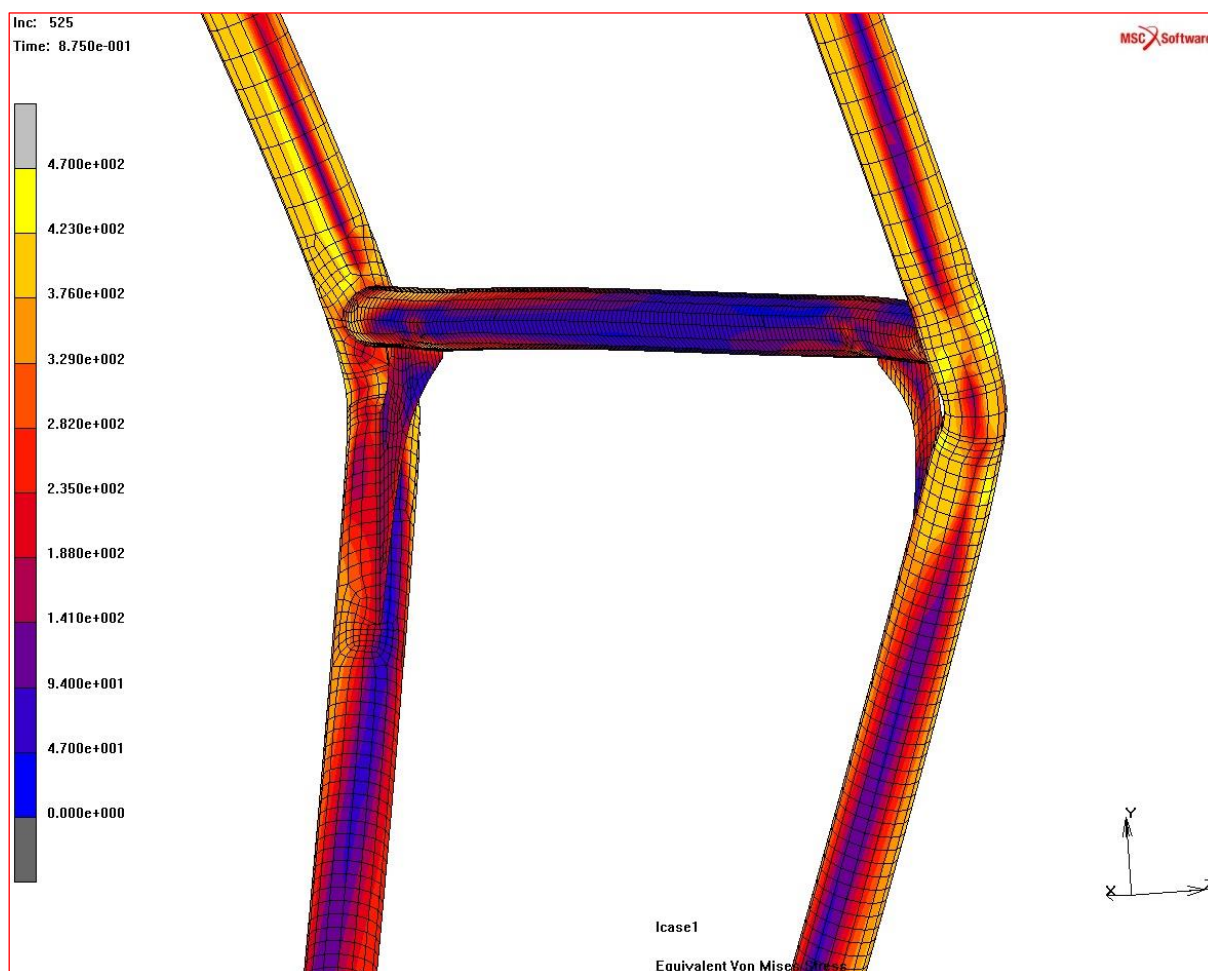
**PŘÍLOHA 35**

*Podélné zatěžování, zadní rám pohled z vnější strany, redukované napětí podle podmínky HMM, max. špičkové napětí 521 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*



**PŘÍLOHA 36**

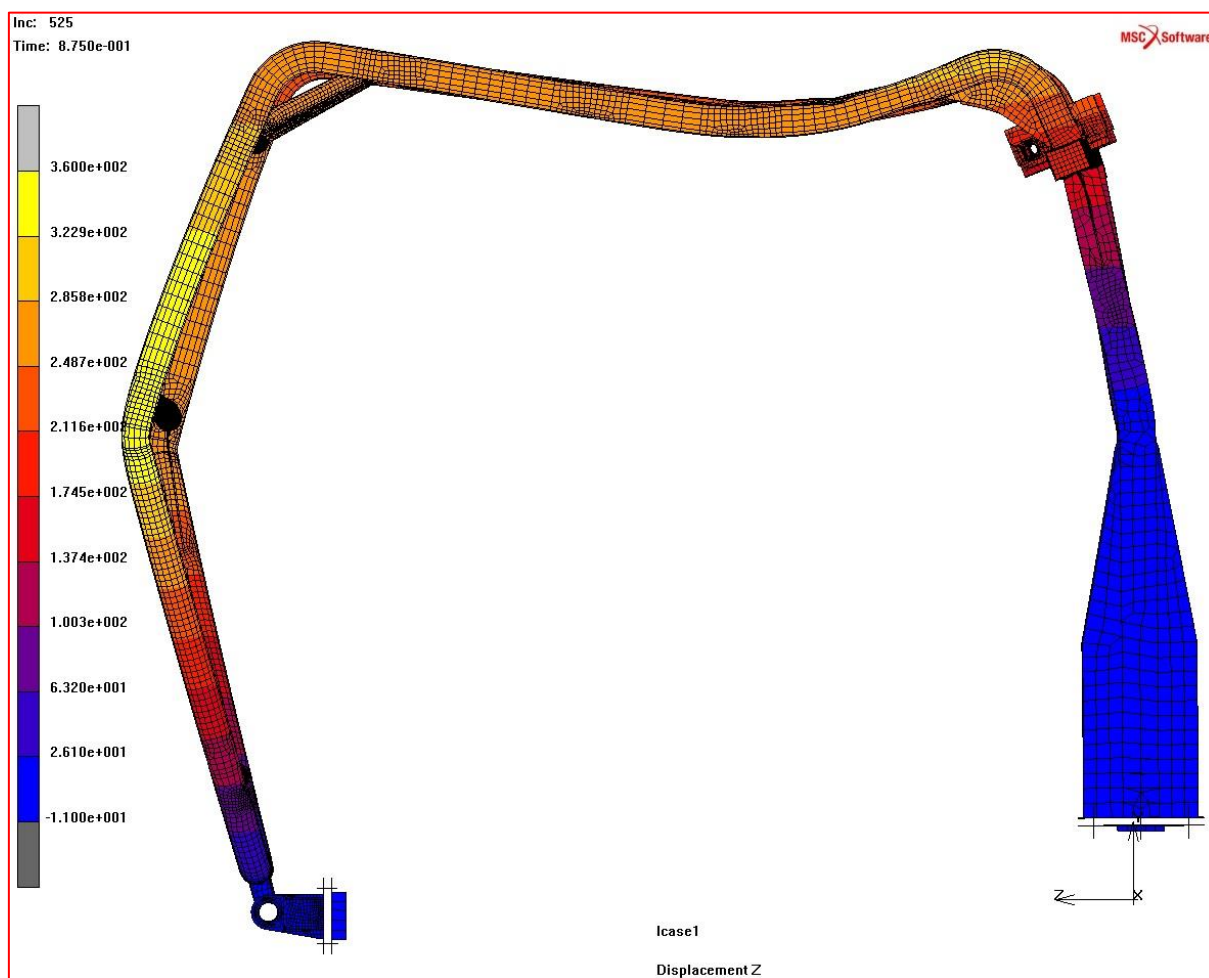
*Podélné zatěžování, oblast přední části konstrukce, redukované napětí podle podmínky HMH, max. napětí 429 MPa, měřítko deformace 1:1, stupnice napětí 0 ÷ 470 MPa.*





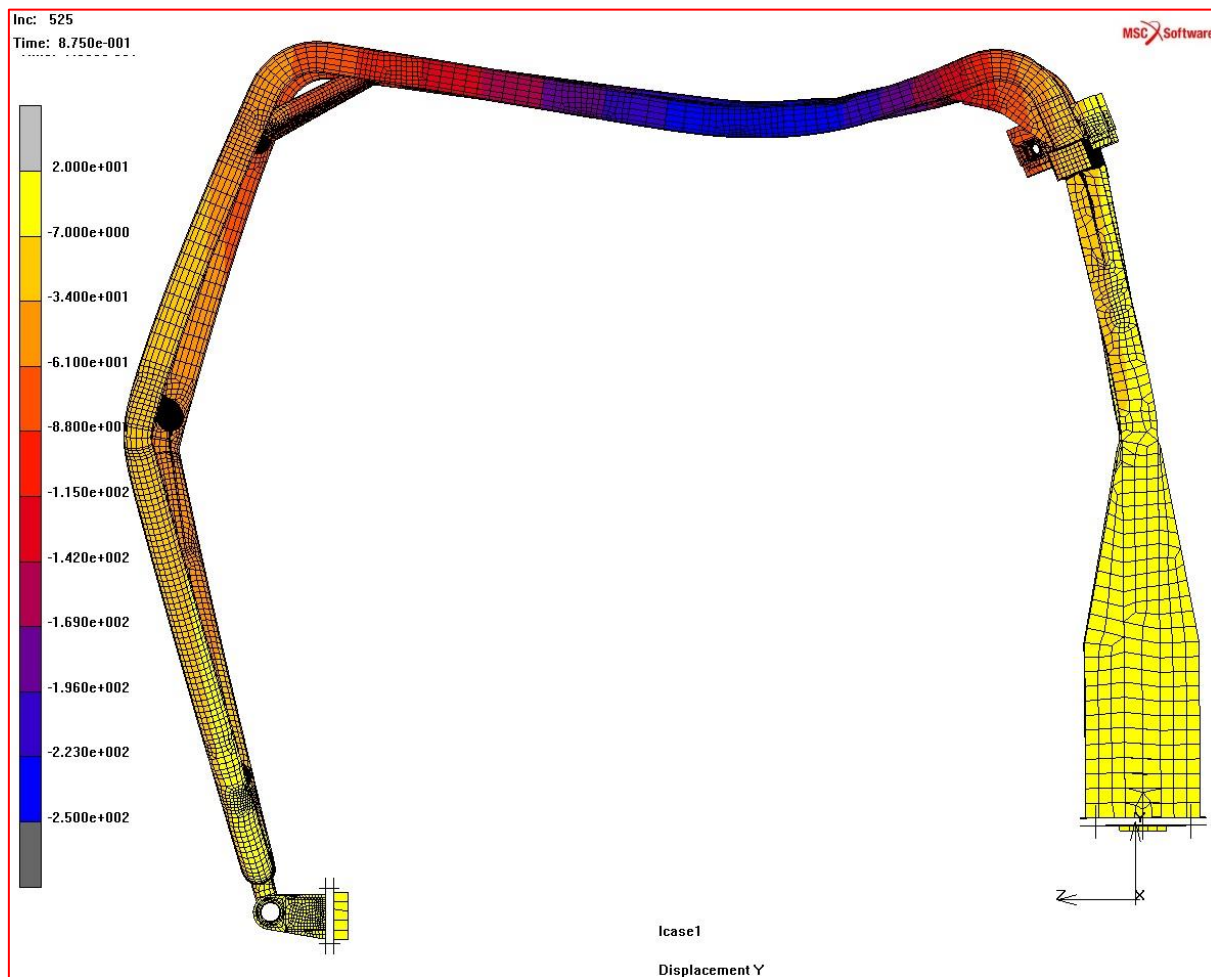
**PŘÍLOHA 37**

*Podélné zatěžování, deformace v ose Z pohled z boku, max. deformace 359 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice deformace  $(-11) \div 360$  mm.*



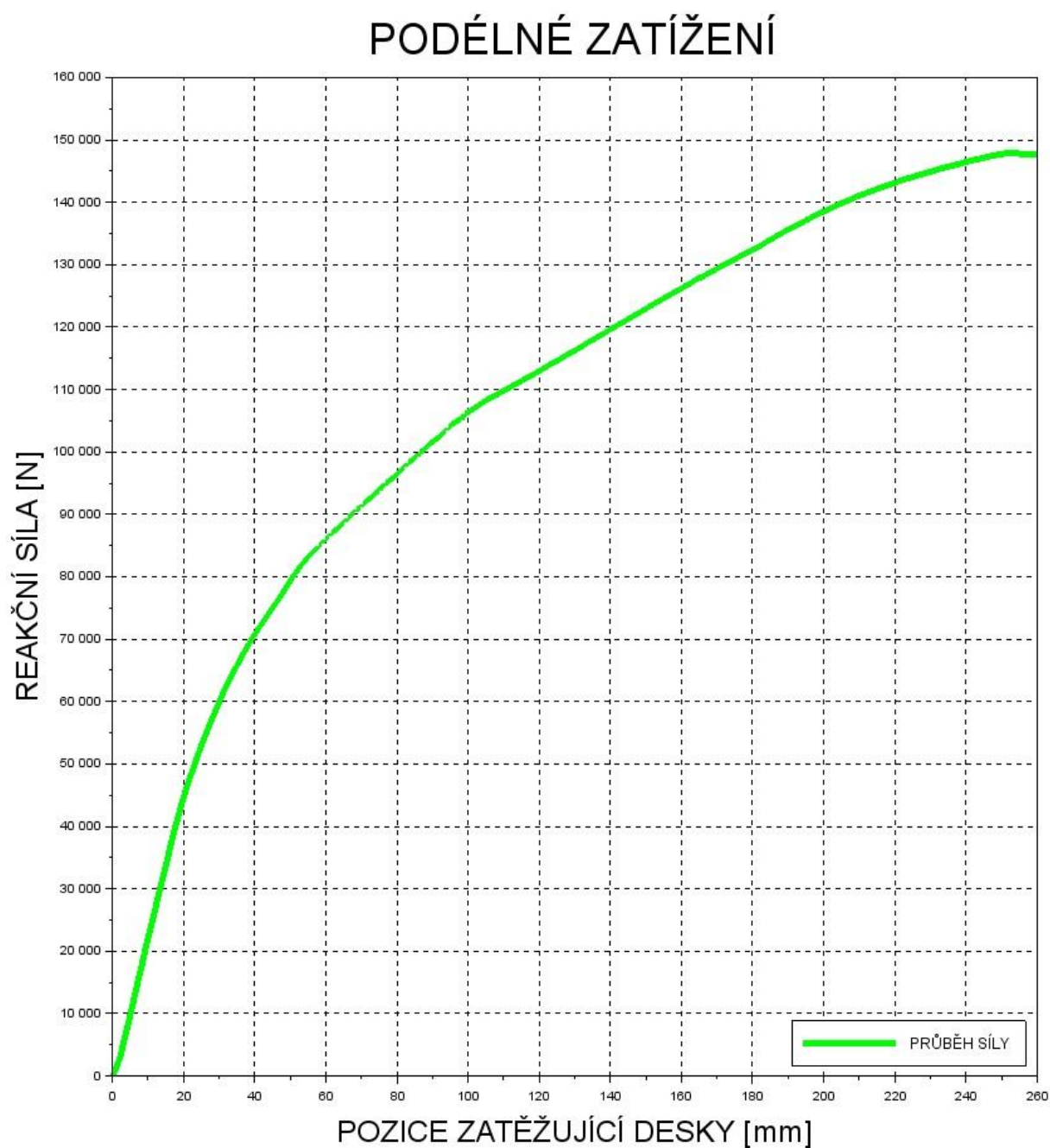
**PŘÍLOHA 38**

*Podélné zatěžování, deformace v ose Y pohled z boku, max. deformace 245 mm, měřítko deformace 1:1, stupnice deformace  $20 \div (-250)$  mm.*



## PŘÍLOHA 39

Podélné zatěžování, graf optimalizovaného návrhu, průběh velikosti reakční síly na poloze zatěžující desky, max. reakční síla 147 347 N, max. posuv 260 mm, osa X pozice zatěžující desky 0 ÷ 260 mm, osa Y reakční síla 0 ÷ 160 000 N.



## PŘÍLOHA 40

*Výstupní data softwaru MSC MARC 2010, pevnostní analýza boční zatížení, využití paměti a časová náročnost, nastavení 1 200 kroků, celkový čas 38,5 hod.*

memory usage:	MByte	words	% of total
within general memory:			
element stiffness matrices:	9	2337010	0.2
solver: first part	193	50671272	4.9
overallocation initial allocation	0	4	0.0
other:	0	65105	0.0
allocated separately:			
incremental backup:	1249	327424904	31.7
solver 8	697	182620854	17.7
nodal vectors:	74	19385683	1.9
defined sets:	0	26442	0.0
contact:	99	25985279	2.5
tyings:	0	15010	0.0
transformations:	0	119282	0.0
kinematic boundary conditions:	0	5468	0.0
tables:	0	108	0.0
points, curves and surfaces:	0	54	0.0
mem_none:	18	4811827	0.5
element storage:	1574	412544941	39.9
material properties:	0	1642	0.0
executable and common blocks:	27	7000000	0.7
miscellaneous	0	5500	0.0
-----			
total:	3941	1033020385	
general memory allocated:	202	53073391	
general memory used:	202	53073387	
peak memory usage:	5186	1359376424	
timing information:	wall time	cpu time	
total time for input:	5.38	4.71	
total time for stiffness assembly:	31159.33	31153.16	
total time for stress recovery:	26115.84	26110.96	
total time for matrix solution:	35436.95	34915.56	
total time for contact:	41980.64	41974.44	
total time for output:	1353.31	561.74	
total time for miscellaneous:	2765.30	2762.33	
-----			
total time:	138816.75	137482.89	

\*\*\*\*\*

This is a successful completion to a Marc simulation,  
indicating that no additional incremental data was  
found and that the analysis is complete.

\*\*\*\*\*

Marc 2010.1.0

Exit number 3004

## PŘÍLOHA 41

*Výstupní data softwaru MSC MARC 2010, pevnostní analýza boční, svislé a podélné zatížení, využití paměti a časová náročnost, nastavení 1800 kroků, celkový čas 81 hod.*

```

memory usage:                                MByte      words  % of total
within general memory:
element stiffness matrices:                10      2508406      0.2
solver: first part                         187     49065144      4.4
overallocation initial allocation          0         4      0.0
other:                                     0      68221      0.0
allocated separately:
incremental backup:                       1351    354223137     31.9
solver 8                                  747    195862116     17.7
nodal vectors:                             79    20743065      1.9
defined sets:                              0       270      0.0
contact:                                  112    29455626      2.7
tyings:                                   0     13936      0.0
transformations:                           0    126106      0.0
kinematic boundary conditions:              0     5468      0.0
tables:                                   0       416      0.0
points, curves and surfaces:                0        54      0.0
mem_none:                                  20    5145890      0.5
element storage:                           0     1642      0.0
material properties:                       27    7000000      0.6
executable and common blocks:               0     5500      0.0
miscellaneous                             0
-----
total:                                    4230  1108902095
general memory allocated:                  197    51641775
general memory used:                      197    51641771
peak memory usage:                        5533  1450481600

timing information:                          wall time    cpu time
total time for input:                      5.24         4.40
total time for stiffness assembly:         61506.37    61502.24
total time for stress recovery:             47437.10    47434.46
total time for matrix solution:            59555.67    58674.76
total time for contact:                    115808.99    115788.03
total time for output:                     1939.85     785.17
total time for miscellaneous:               5521.10    5516.57
-----
total time:                               291774.31    289705.63

```

\*\*\*\*\*

This is a successful completion to a Marc simulation,  
indicating that no additional incremental data was  
found and that the analysis is complete.

\*\*\*\*\*

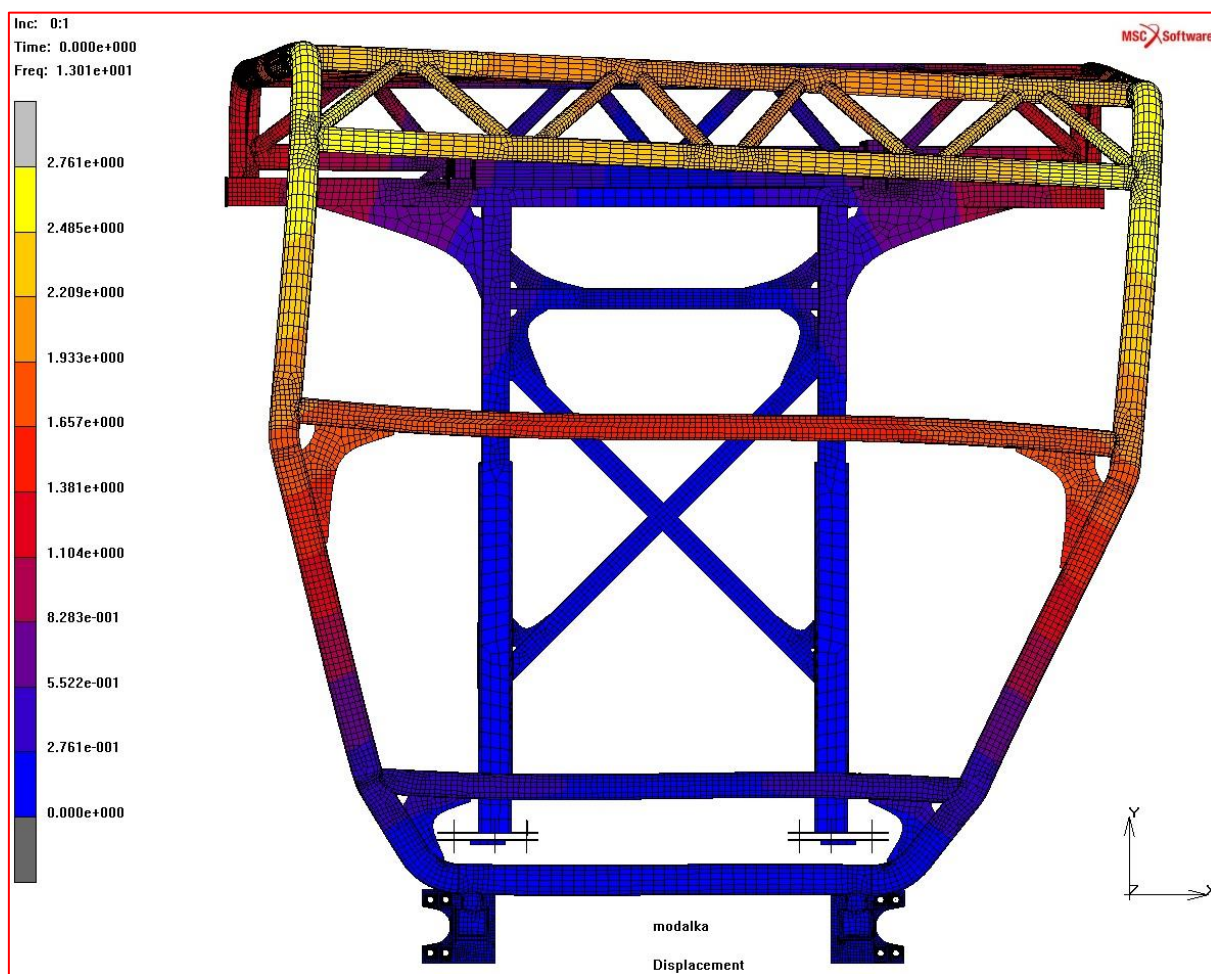
Marc 2010.1.0

Exit number 3004



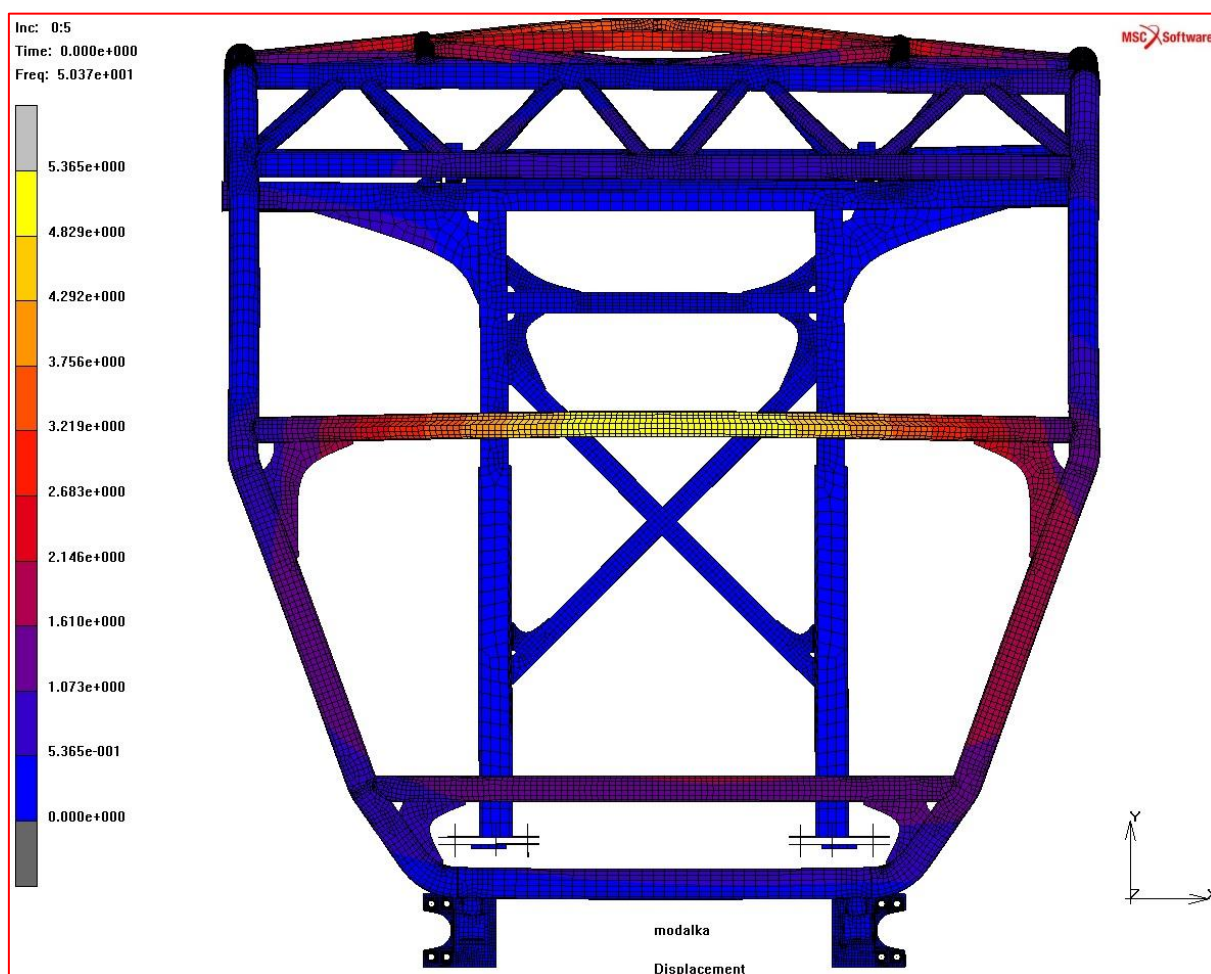
**PŘÍLOHA 42**

*Plná nádrž, (Mód 1), vlastní frekvence 13,01 Hz a vlastní tvar příslušného módu, stupnice 0 ÷ 2,761 mm.*



**PŘÍLOHA 43**

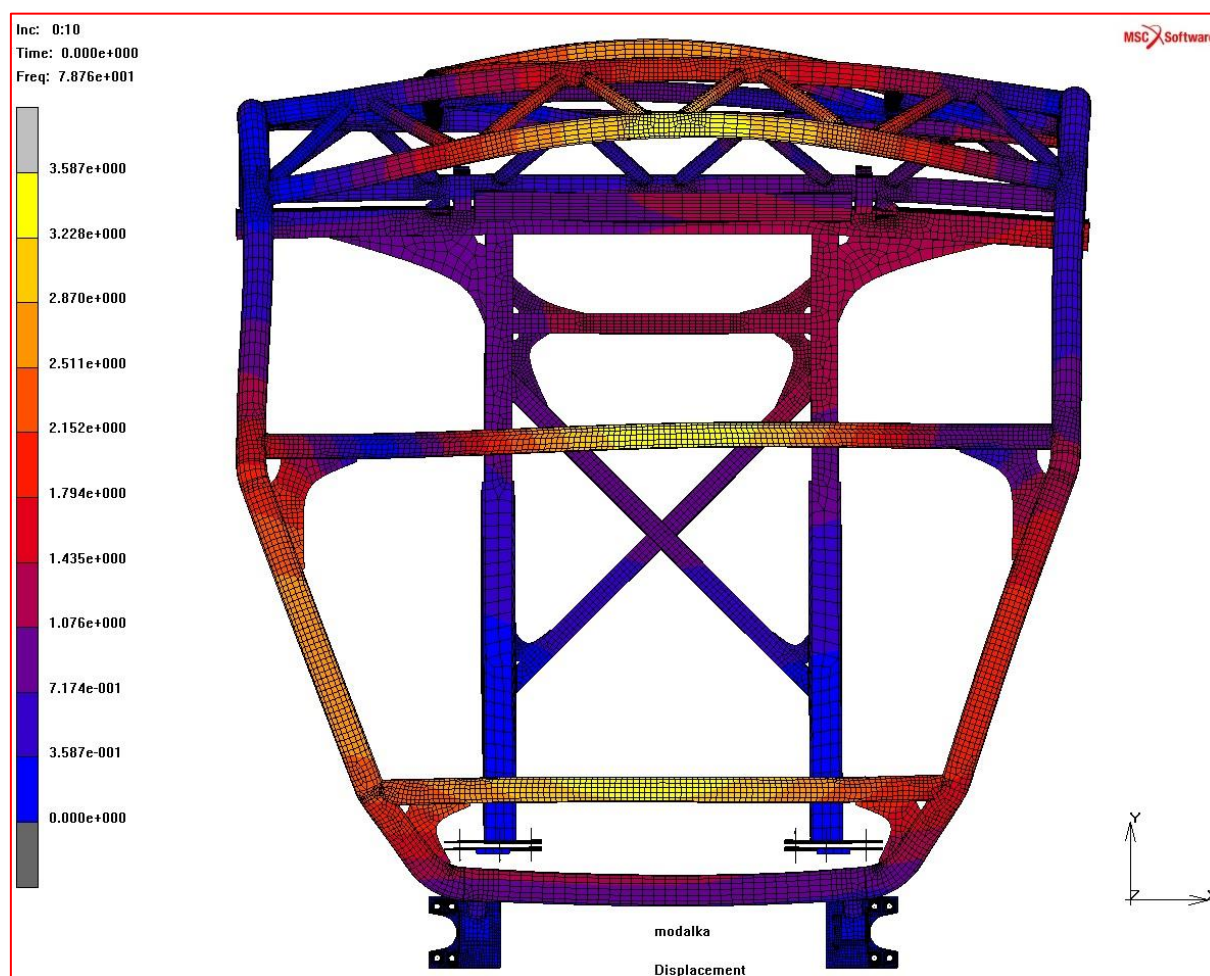
*Tříčtvrtě nádrže, (Mód 5), vlastní frekvence 50,37 Hz a vlastní tvar příslušného módu stupnice 0 ÷ 5,365 mm.*





**PŘÍLOHA 44**

*Půl nádrže, (Mód 10), vlastní frekvence 78,76 Hz a vlastní tvar příslušného módu, stupnice 0 ÷ 3,587 mm.*



## PŘÍLOHA 45

*Výstupní data softwaru MSC MARC 2010, modální analýza, plná nádrž, využití paměti a časová náročnost, nastavení 10 módů, celkový čas 6 min.*

```

memory usage:                                MByte      words  % of total

within general memory:
  element stiffness matrices:                11      2759550      0.3
  solver: first part                         303     79514816      9.4
  overallocation initial allocation           0         4      0.0
  other:                                     3      825311      0.1
allocated separately:
  solver 8                                  709     185944976     22.0
  nodal vectors:                            91     23771378      2.8
  defined sets:                             0      63367      0.0
  contact:                                  107     27955950      3.3
  tyings:                                   0      14122      0.0
  transformations:                          0     126108      0.0
  kinematic boundary conditions:             0       5750      0.0
  tables:                                   0         54      0.0
  points, curves and surfaces:               0         54      0.0
  mem_none:                                 18     4609302      0.5
  element storage:                         1950    511258014     60.6
  material properties:                      0       1642      0.0
  executable and common blocks:              27     7000000      0.8
  miscellaneous                             0       5500      0.0
-----
total:                                     3219    843855898

general memory allocated:                   317     83099681
general memory used:                       317     83099677

peak memory usage:                         3536    926914443

timing information:                          wall time    cpu time

total time for input:                       11.67         5.17
total time for stiffness assembly:           26.35        23.05
total time for stress recovery:              53.59        51.62
total time for matrix solution:             56.72        22.39
total time for contact:                     152.95       143.61
total time for eigenvalue extraction:        10.25         2.98
total time for output:                      50.06         9.14
total time for miscellaneous:               14.32        10.02
-----
total time:                               375.91       267.98

*****

This is a successful completion to a Marc simulation,
indicating that no additional incremental data was
found and that the analysis is complete.

*****

Marc 2010.1.0

Exit number 3004

```